

Школа **Инженерная школа новых производственных технологий**  
 Отделение школы (НОЦ) **Научно-образовательный центр Н.М. Кижнера**  
 Направление подготовки **18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии**  
 Профиль **Машины и аппараты химических производств**

### БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
<b>УСТАНОВКА РАЗДЕЛЕНИЯ ОТБЕНЗИНЕННОЙ НЕФТИ С РАЗРАБОТКОЙ ТЕПЛООБМЕННИКА</b>

УДК 66.045.1-047.84:665.6.045.5

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4K51	Трушина Дарья Сергеевна		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Семакина О.К.	к.т.н., доцент		

### КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Криницына З.В.	к.т.н., доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Скачкова Л.А.			

По разделу «Механический расчет оборудования»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Беляев В.М.	к.т.н., доцент		

### ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Беляев В.М.	к.т.н., доцент		

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

**Школа Инженерная школа новых производственных технологий**  
**Отделение школы (НОЦ) Научно-образовательный центр Н.М.Кижнера**  
**Направление подготовки 18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в**  
**химической технологии, нефтехимии и биотехнологии**  
**Профиль Машины и аппараты химических производств**

УТВЕРЖДАЮ:  
Руководитель ООП  
\_\_\_\_\_  
(Подпись)      \_\_\_\_\_ (Дата)      **Беляев В.М.**  
(Ф.И.О.)

**ЗАДАНИЕ**  
**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

Бакалаврской работы
---------------------

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
4K51	Трушиной Дарье Сергеевне

Тема работы:

Установка разделения отбензиненной нефти с разработкой теплообменника	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	№1235/с от 18.02.2019
Срок сдачи студентом выполненной работы:	03.06.2019

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

<p><b>Исходные данные к работе</b>  <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i></p>	<p>Разработка теплообменника для установки разделения отбензиненной нефти.  Нагревающий агент – дизельное топливо;  Охлаждающий агент – обессоленная нефть.  Начальная температура нагревающего агента - 275 °С;  Конечная температура нагревающего агента - 110 °С;  Начальная температура охлаждающего агента -</p>
---	---

	100 °С; Конечная температура охлаждающего агента - 126 °С; Давление в трубном пространстве: 0.7 МПа Давление в межтрубном пространстве: 0.1 МПа Исполнение по материалу М1: Кожух – 09Г2С; Распределительная камера – 09Г2С; Трубная решетка – 09Г2С.
<b>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов</b> <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i>	Реферат Введение 1. Обзор литературы 2. Описание технологической схемы 3. Расчет кожухотрубчатого теплообменника 3.1 Технологический расчет теплообменника 4. Конструктивный расчет теплообменника 5. Механический расчет теплообменника 6. Гидравлический расчет теплообменника 7. Расчет тепловой изоляции 8. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение 9. Социальная ответственность Заключение Список литератур Приложение
<b>Перечень графического материала</b> <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	Лист 1 – Технологическая схема установки А1 Лист 2 – Общий вид кожухотрубчатого теплообменника А1 Лист 3 – Выносные элементы кожухотрубчатого теплообменника А1 Лист 4 – Экономические показатели А1
<b>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы</b> <i>(с указанием разделов)</i>	
<b>Раздел</b>	<b>Консультант</b>
Механический расчет оборудования	Беляев Василий Михайлович
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Криницына Зоя Васильевна
Социальная ответственность	Скачкова Лариса Александровна
<b>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</b>	

<b>Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику</b>	<b>21.01.2019</b>
---	-------------------

**Задание выдал руководитель:**

<b>Должность</b>	<b>ФИО</b>	<b>Ученая степень, звание</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
Доцент	Семакина Ольга Константиновна	К.Т.Н		

**Задание принял к исполнению студент:**

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>	<b>Подпись</b>	<b>Дата</b>
4К51	Трушина Дарья Сергеевна		

## Запланированные результаты обучения по ООП 18.03.01 выпуска 2019 г.

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС ВПО, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>Профессиональные компетенции</i>		
P1	Применять базовые математические, естественнонаучные, социально-экономические и специальные знания в профессиональной деятельности	Требования ФГОС (ПК-1,2,3,19,20), Критерий 5 АИОР (п.1.1)
P2	Применять знания в области энерго-и ресурсосберегающих процессов и оборудования химической технологии, нефтехимии и биотехнологии для решения производственных задач	Требования ФГОС (ПК-4,5,9,15 ОК-7), Критерий 5 АИОР (пп.1.1,1.2)
P3	Ставить и решать задачи производственного анализа, связанные с созданием и переработкой материалов с использованием моделирования объектов и процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии.	Требования ФГОС (ПК-4,5,8,11, ОК-2,4), Критерий 5 АИОР (пп.1.2)
P4	Проектировать и использовать новое энерго-и ресурсосберегающее оборудование химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ПК-8,11,23,24), Критерий 5 АИОР (п.1.3)
P5	Проводить теоретические и экспериментальные исследования в области энерго-и ресурсосберегающих процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ПК-1,4,5,19-22, ОК-7,10), Критерий 5 АИОР (п.1.4)
P6	Осваивать и эксплуатировать современное высокотехнологичное оборудование, обеспечивать его высокую эффективность и надежность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на производстве, выполнять требования по защите окружающей среды.	Требования ФГОС (ПК-6,12,13,14,17, ОК-3,4,8), Критерий 5 АИОР (п.1.5)
P7	Применять знания по проектному менеджменту для ведения инновационной инженерной деятельности с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности	Требования ФГОС (ПК-3, 8, 9, 10, 11, 12, 13), Критерий 5 АИОР (п. 2.1), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P8	Использовать современные компьютерные методы вычисления, основанные на применении современных эффективных программных продуктов при расчете свойств материалов, процессов, аппаратов и систем, характерных для профессиональной области деятельности; находить необходимую литературу, использовать компьютерные базы данных и другие источники информации	Требования ФГОС (ПК-4, 5, 9, 10, 11, 14)

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС ВПО, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>Общекультурные компетенции</i>		
P9	Демонстрировать знания социальных, этических и культурных аспектов профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-1,2,6-10), Критерий 5 АИОР (пп.2.4,2.5)
P10	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-6,7,8), Критерий 5 АИОР (2.6)
P11	Владеть иностранным языком на уровне, позволяющем разрабатывать документацию, презентовать результаты профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-11) , Критерий 5 АИОР (п.2.2)
P12	Эффективно работать индивидуально и в коллективе, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации.	Требования ФГОС (ОК-3,4,5,12) , Критерий 5 АИОР (пп.1.6, 2.3)

# ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
4K51	Трушиной Дарье Сергеевне

Школа	ИШНПТ	Отделение школы (НОЦ)	Н.М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	18.03.02. Энерго - и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

## Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

1. Стоимость ресурсов проекта: материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Использование информации, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах и изданиях, нормативно-правовых документах.
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	

## Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого и инновационного потенциала проекта с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Проведение предпроектного анализа. Определение целевого рынка и проведение его сегментирования. Выполнение SWOT-анализа проекта.
2. Планирование процесса управления проектом: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок	Определение производственной мощности. Расчет сырья, материалов, оборудования, фонда оплаты труда. Расчет себестоимости готового продукта. Расчет точки безубыточности
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности проекта	Проведение оценки экономической эффективности проекта.

## Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Матрица SWOT
2. Расчет точки безубыточности графическим и математическим методами.
3. Расчет технико-экономических показателей

## Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

### Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Криницына Зоя Васильевна	к.т.н., доцент		

### Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4K51	Трушина Дарья Сергеевна		

# ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА

## «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4K51	Трушиной Дарье Сергеевне

Школа	ИШНПТ	Отделение(НОЦ)	Н.М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	18.03.02. Энерго - и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

Тема ВКР:

Установка разделения отбензиненной нефти с разработкой теплообменника	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	Объект исследования – кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой Рабочая зона – Завод ООО "Томскнефтепереработка" Область применения – нефтеперерабатывающая промышленность
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
<b>1.Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</b> -специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; -организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	- "Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 01.04.2019) организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны: технический перерыв, проветривание, полная изоляция от производственных источников шума и вибрации.
<b>2.Производственная безопасность:</b> 2.1. Анализ выявленных вредных факторов при разработке и эксплуатации; 2.2. Анализ выявленных опасных факторов при разработке и эксплуатации;	2.1 Выявление вредных факторов в рабочей зоне при эксплуатации оборудования: - повышенный уровень вибрации; - повышенный уровень шума на рабочем месте; - вредные вещества; 2.2 Выявление опасных факторов в рабочей зоне при эксплуатации оборудования: - подвижные части оборудования (насосы); - электробезопасность (вероятность поражения электрическим током, токоотводящие части электрооборудования ). - повышенная температура поверхности оборудования.
<b>3. Экологическая безопасность:</b> -анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы);	- вредные вещества, которые выделяются и используются во время производства в качестве сырья или продукта;



<ul style="list-style-type: none"> <li>- анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы);</li> <li>- анализ воздействия объекта на литосферу(отходы);</li> <li>- разработать решения по обеспечению экологической безопасности по охране окружающей среды.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- выброс вредных веществ при правильной эксплуатации оборудования не осуществляется;</li> <li>- химическое загрязнение водотоков в результате удаления вредных веществ в канализацию;</li> <li>- разработаны решения по обеспечению экологической безопасности.</li> </ul>
<p><b>4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>-перечень возможных ЧС при эксплуатации проектируемого решения;</li> <li>– выбор наиболее типичной ЧС;</li> <li>– разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- перечень возможных ЧС при эксплуатации оборудования, с выявлением основных ЧС;</li> <li>- разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий.</li> </ul> <p>Взрывобезопасность должна обеспечиваться мерами взрывопредупреждения и взрывозащиты, осуществлением специальных организационных и организационно технических мероприятий в объеме требований, установленных действующими нормами взрывобезопасности</p>

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
--	--

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Скачкова Лариса Александровна			

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4K51	Трушина Дарья Сергеевна		

## РЕФЕРАТ

Дипломный проект содержит 186 с., 27 рисунков, 41 таблицы, 42 источников литературы, 1 приложение, 4 листа графического материала формата А1.

Выпускная квалификационная работа «Установка разделения отбензиненной нефти с разработкой теплообменника»

Ключевые слова: кожухотрубчатый теплообменник, трубная решётка, нефтепереработка, перегородка, седловая опора, плавающая головка.

Объектом исследования является кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой для нагрева обессоленной нефти дизельным топливом.

Цель работы – расчет и выбор аппарата для нагрева обессоленной нефти дизельным топливом.

В процессе исследования проведены тепловые, конструктивные и механические расчеты оборудования.

В результате исследования был выбран стандартный теплообменник для ректификационной установки.

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики теплообменника: диаметр кожуха 325 мм, длина труб 6 м, диаметр труб 20х2 мм, поверхность теплообмена 26.4 м<sup>2</sup>, с плавающей головкой, двухходовой, горизонтальный.

Степень внедрения: аппарат внедрен на нефтеперерабатывающем заводе ООО «Томскнефтепереработка» для нагрева нефти.

Область применения: химическая и нефтехимическая промышленность.

В финансовом менеджменте произведен экономический расчет выбранной технологии ректификационной установки.

В социальной ответственности были рассмотрены всевозможные опасные и вредные факторы, связанные с эксплуатацией и монтажом аппарата.

В ходе работы было подтверждено, что данный выбранный теплообменник соответствует всем предъявляемым требованиям технологического процесса.

## **Abstract**

The diploma project contains 186 pp., 27 figures, 41 tables, 42 sources of literature, 1 appendix, 4 sheets of A1 graphic material.

Final qualifying work "Installation of separation of stripped oil with the development of a heat exchanger"

Key words: shell-and-tube heat exchanger, tube sheet, oil refining, dividing wall, saddle support, floating head.

The object of the study is a shell-and-tube heat exchanger with a floating head for the production of desalted oil with diesel fuel.

In the process of research, thermal, structural and mechanical calculations of the equipment are carried out.

As a result of the research, a standard heat exchanger was chosen for the distillation unit.

The main design, technological and technical and operational characteristics of the heat exchanger: casing diameter 325 mm, pipe length 6 m, pipe diameter 20x2 mm, heat exchange surface 26.4 m<sup>2</sup>, with a floating head, two-way, horizontal.

Degree of implementation: equipment implemented at the refinery of LLC Tomskneftepererabotka for oil refining.

Scope: chemical and petrochemical industry.

In financial management, an economic calculation was made of the selected technology of a distillation unit.

In the social responsibility were considered all kinds of dangerous and harmful factors associated with the operation and installation of the device.

During the work it was confirmed that this selected heat exchanger meets all the requirements of the process.

## Оглавление

<b>ВВЕДЕНИЕ .....</b>	<b>15</b>
<b>1. ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ .....</b>	<b>18</b>
<b>2. ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ .....</b>	<b>25</b>
<b>3. РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА .....</b>	<b>29</b>
3.1 Технологический расчет .....	29
3.2 Тепловой расчет .....	29
3.3 Уточненный расчет и выбор кожухотрубчатого теплообменника .....	34
3.4 Коэффициент теплоотдачи обессоленной нефти .....	35
3.5 Коэффициент теплоотдачи дизельного топлива .....	36
3.6 Суммарное термическое сопротивление стенки и загрязнений ....	38
3.7 Коэффициент теплопередачи .....	39
<b>4. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА .....</b>	<b>40</b>
4.1 Расчёт диаметра теплообменника .....	40
4.2 Расчёт и подбор штуцеров .....	42
4.3 Выбор конструкционных материалов теплообменника .....	43
<b>5. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА .....</b>	<b>46</b>
5.1 Расчет толщины стенки кожуха .....	48
5.2 Расчет температурных деформаций .....	51
5.3 Расчет толщины стенки эллиптической крышки .....	53
5.4 Расчет толщины распределительной камеры .....	56
5.5 Проверка необходимости укрепления отверстий .....	58
5.6 Фланцевые соединения .....	64
5.6.1 Подбор фланцев и прокладок для патрубков .....	64
5.6.2 Расчет на прочность и герметичность фланцевого соединения .....	65
5.6.3 Расчёт фланцевого соединения на «плавающей головке» .....	83
5.7 Расчет толщины плоской крышки .....	98
5.8 Поверочный расчет теплообменника на прочность .....	104
5.8.1 Вспомогательные величины .....	105
5.8.2 Расчет толщины трубной решетки .....	111
5.8.3 Расчет прочности трубной решетки .....	112
5.8.4 Расчет прочности и устойчивости кожуха .....	117

5.8.5 Расчет труб на прочность.....	117
5.8.6 Элементы «плавающей головки» .....	118
5.9 Расчет развальцовочного соединения .....	123
5.10 Проверка толщины перегородок трубного пространства.....	126
5.10.1 Подбор продольных и поперечных перегородок .....	127
5.11 Расчет теплообменника от воздействия опорных нагрузок..	128
6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА .....	137
6.1 Расчет потерь давления в трубопроводе .....	138
6.2. Расчет потерь давления в трубном пространстве теплообменника .....	141
6.3 Расчет потерь давления в межтрубном пространстве теплообменника .....	143
6.4 Подбор насоса по рассчитанным данным.....	144
7. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ .....	145
8. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ.....	146
8.1 Предпроектный анализ. Анализ рынка. Основные потребители и конкуренты .....	146
8.2 SWOT-анализ .....	146
8.3 Планирование работ .....	149
8.3.1. Структура работ в рамках научного исследования .....	149
8.3.2 Определение трудоемкости выполнения работ.....	150
8.3.3 График проведения работ.....	151
8.3.4 Бюджет научно-технического исследования .....	153
8.4 Расчет затрат на производство продукции .....	162
9. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ .....	166
9.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности .....	167
9.2 Производственная безопасность .....	169
9.2.1 Анализ вредных факторов при эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника.....	170
9.2.2 Анализ опасных факторов при эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника.....	172
9.3 Экологическая безопасность .....	173
9.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях .....	177

<i>ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....</i>	<i>181</i>
<i>Список использованной литературы .....</i>	<i>182</i>
<i>Приложение А .....</i>	<i>186</i>

## ВВЕДЕНИЕ

Цель данной работы состоит в том, что необходимо модернизировать теплообменное оборудование, тем самым оптимизировать процесс теплообмена в нефтеперерабатывающей промышленности. Технологический расчет позволяет определить минимальное количество энергии, требуемое для реализации технологии. Потоки, образующиеся в процессе переработки нефти, температура которых высока, можно пропускать через теплообменное оборудование, тем самым, исключая потребность в дополнительном оборудовании, что экономически не целесообразно.

Проектируя новое теплообменное оборудования для сбережения энергии необходимо увеличить поверхность теплообменников, это позволит увеличить степень рекуперации тепла на технологических установках и уменьшить расход топлива. Подобрать подходящие материалы, между которыми протекает теплообмен. Предусмотреть перегородки в межтрубном пространстве, для того чтобы эффективно задействовать поверхность соприкосновения теплоносителя и стенки теплообменной трубы.

Данная область модернизации относится к Томскому нефтеперерабатывающему заводу. Данное предприятие осуществляет масштабную модернизацию оборудования, технологии уже с 2008 года.

Нефтеперерабатывающий завод, основной функцией которого является переработка нефти в бензин, авиационный керосин, мазут, дизельное топливо, смазочные масла, смазки, битумы, нефтяной кокс, сырьё для нефтехимии. Производственный цикл НПЗ состоит из подготовки сырья, первичной перегонки нефти и вторичной переработки нефтяных фракций: каталитического крекинга, каталитического риформинга, коксования, висбрекинга, гидрокрекинга, гидроочистки и смешения компонентов готовых нефтепродуктов.

Установка переработки нефти состоит из двух технологических линий (УПН-100А, УПН-100Б). Основное технологическое оборудование установки

размещено на открытых площадках. Мощность (производительность) установки переработки нефти по сырью – 600 000 тонн/год (две технологические линии по 300 000 тонн/год каждая). Режим работы УПН-100А, УПН-100Б – непрерывный, в течение 8 000 часов в год.

Задачи дипломного проекта по разработке кожухотрубчатого теплообменника следующие:

- по исходным данным сделать технологический расчет оборудования, цель которого состоит в расчете поверхности теплообмена, согласно которому необходимо подобрать из ряда стандартных теплообменников наиболее подходящий;
- после выяснения основных геометрических величин оборудования, выбрать его исполнения по материалам, которое можно применить исходя из того, что в оборудование протекает теплообмен между обессоленной нефтью и дизельным топливом;
- рассчитать гидравлическое сопротивление трубопровода, и сопротивление в трубном пространстве теплообменника. По расчетам подобрать насос, для перекачивания;
- для обеспечения надежности оборудования во время эксплуатации, или во время монтажных работ, гидроиспытаний, необходимо сделать механический расчет элементов, узлов оборудования, и проверить надежность оборудования в целом;
- рассчитать экономическую целесообразность проектируемого оборудования и выбранной технологической схемы;
- рассмотреть вопросы выполнения требований безопасности и гигиены труда к промышленной безопасности, по охране окружающей среды. Выяснить всевозможные опасности при эксплуатировании проектируемого оборудования, описать опасные и вредные факторы. Предложить мероприятия по организации безопасности согласно стандартам.



Задачи, касающиеся расчета оборудования, решаются при использовании программного обеспечения Mathcad.

По результатам расчета ожидается подбор эффективного оборудования для реализации теплообмена, обладающего экономической эффективностью и имеющего экономически целесообразную технологию по нагреву обессоленной нефти и дизельного топлива.

## 1.ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

Процесс переработки нефти на установках УПН-100А, УПН-100Б основан на физико-химических и физических методах. К физико-химическим методам относятся обессоливание и обезвоживание нефти, физические методы – ректификация и теплообмен.

Технологический процесс УПН-100А, УПН-100Б состоит из следующих основных стадий:

- подготовка (обессоливание и обезвоживание) нефти в блоке ЭЛОУ;
- ректификация нефти методом атмосферной перегонки (АТ) с получением смешанной бензиновой фракции, легкой (особо легкой) и тяжелой (особо тяжелой) дистиллятных фракций, фракции мазута.

**Обезвоживание и обессоливание нефти.** При добыче нефти и ее перекачке по трубопроводам, в нефти образуются устойчивые эмульсии типа «вода в нефти», в которых растворены соли, в основном, хлориды натрия, кальция, сульфаты натрия, магния и т.д. Нефть, поступающая на установки УПН-100А, УПН-100Б, содержит до 0,5 % масс. воды и до 100 мг/л хлоридов (хлористых солей). Вода с растворенными в ней солями вызывает сильную коррозию нефтеперегонного оборудования как в зонах высокой температуры (трубопроводы печей, колонн), так и в аппаратах с низкой температурой (конденсационное оборудование); способствует повышению давления в аппаратах и снижению их производительности; вызывает образование отложений на стенках теплообменной аппаратуры и змеевиков печей с ухудшением теплоотдачи.

При подогреве нефти до 120°C и выше в присутствии даже следов воды происходит интенсивный гидролиз хлоридов с выделением корродирующего агента – хлористого водорода. Гидролиз хлоридов идет согласно уравнению:  $\text{MeCl}_2 + \text{H}_2\text{O} \leftrightarrow \text{Me}(\text{OH})\text{Cl} + \text{HCl}$ .

					ФЮРА.УРОН.000.000.ПЗ				
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата					
Разраб.	Трушина Д.С.				Обзор литературы				
Руковод.	Семакина О.К.								
Н. Контр.									
Утверд.									
					Литер.	Лист	Листов		
					Д	18	6		
					ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4К51				

Особенно коррозионная активность хлористого водорода проявляется при перегонке сернистых нефтей, поскольку образующийся сероводород в сочетании с хлористым водородом взаимно инициируют реакцию разъедания металла.

На установках применено обезвоживание и обессоливание нефти при помощи электрического поля в электродегидраторе. Вместе с водой из нефти при обессоливании в значительной мере удаляются механические примеси. В основе процессов обезвоживания и обессоливания лежит деэмульгация исходной эмульгированной нефти в смеси с искусственной эмульсией, создаваемой при перемешивании нефти с промывной водой. Обработка нефти в электродегидраторе сочетает в себе три способа: термический, химический и электрический.

Термический способ заключается в подогреве нефти. С повышением температуры снижается вязкость нефти и увеличивается разность плотностей воды и нефти на 10 – 20 %, что способствует осаждению капель воды, а также снижается плотность защитной пленки на каплях воды и облегчается их слияние и осаждение под действием силы тяжести при отстое.

Химический метод заключается в применении поверхностно-активных веществ – деэмульгаторов, снижающих прочность нефтяных эмульсий. Деэмульгатор, адсорбируясь на границе раздела фаз, вытесняет и растворяет естественные эмульгаторы, способствуя слиянию капель воды в более крупные.

В качестве данного реагента принят нефтерастворимый безметанольный деэмульгатор Dissolvan 3359 с нормой расхода не более 3,0 грамм на 1 тонну нефти.

Во избежание вскипания эмульсии процесс проводится при повышенном давлении. Для снижения концентрации солей в нефти подается промывная вода в количестве 1,0 % масс. от нефти. Солесодержащий сток выводится в канализацию химически загрязненных стоков.

Для интенсификации деэмульгирования процесс проводят в электрическом поле переменного тока частотой 50 Гц и напряжением до 25 кВ. Капли воды под действием этого поля за счет поляризации принимают вытянутую форму и

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

заряжаются, ориентируясь по направлению к электродам. При этом на концах капли возникают заряды, противоположные по знаку зарядам на электродах, а между каплями-глобулами воды возникают электрические силы притяжения, способные преодолеть сопротивление стабилизирующих слоев глобул воды. Происходит столкновение глобул и разрушение образовавшихся вокруг них пленок, способствующее их коалесценции (слиянию) в крупные капли, которые отделяются от нефти под действием силы тяжести.

Основными параметрами, влияющими на процесс при постоянном составе нефти, являются температура, количество промывной воды, эффективность применяемого деэмульгатора или его расход.

После подготовки качество нефти должно соответствовать следующим нормам – содержание воды не более 0,1 % масс, содержание хлоридов не более 3 – 5 мг/л.

**Ректификация нефти.** Нефть является сложной смесью углеводородов, имеющих различные температуры кипения. Разделение её на составные фракции основано на принципе многократного испарения и конденсации.

Процессы многократного испарения и конденсации дают возможность выделить в пределе чистые высококипящие и низкокипящие компоненты. Эту особенность процессов многократного испарения и конденсации используют для разделения бинарных и многокомпонентных смесей на индивидуальные компоненты. Такое разделение осуществляется обычно путём многократного контакта между паром и жидкостью. При контакте происходит массо- и теплообмен между неравновесными парами и жидкостью, в результате чего жидкость обогащается высококипящими компонентами, а пары – низкокипящими компонентами. Такой процесс получил название ректификация.

Для осуществления процесса ректификации необходимо наличие двух встречных потоков – паров и жидкости и их тесный контакт. Наиболее распространено контактирование в аппаратах (колоннах), разделённых на секции горизонтальными перегородками (тарелками). В таких колоннах навстречу

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

стекающей жидкости поднимается поток паров, а контактирование происходит на каждой тарелке. Массообмен и теплообмен между паром и жидкостью на каждой тарелке может происходить лишь при отсутствии равновесия между паром и жидкостью, поступающими на каждую тарелку. Следовательно, температура паров, поступающих на данную тарелку, должна быть выше, чем температура жидкости на тарелке. При этом пары в результате контакта с жидкостью конденсируются на тарелке, испаряя одновременно из жидкости более легкие пары, которые поступают на вышележащую тарелку. Таким образом, по высоте колонны фракции нефти облегаются и обогащаются низкокипящими компонентами. В результате этого с верха ректификационной колонны в виде паров выходит бензиновая фракция, а внизу колонны остается тяжелый продукт – мазут.

В непрерывно действующую колонну сырьё загружают в испарительную часть колонны. Часть колонны ниже ввода сырья называется отгонной или отпарной. Она служит для отпаривания лёгких фракций из отходящего снизу остатка. Часть колонны выше ввода сырья называется концентрационной и служит для концентрации целевого продукта в парах, отходящих с верха колонны. Важнейшими параметрами процесса являются температура и давление.

Повышение давления уменьшает объём паров, даёт возможность повысить производительность, однако, из-за снижения относительной летучести компонентов ухудшает ректификацию, снижает чёткость деления фракций.

При повышении температуры ввода сырья (питания) утяжеляется остаток, повышается чёткость разделения. Повышение температуры на тарелках позволяет получить продукты утяжелённого состава. Однако нефть и ее компоненты термически нестойки. При перегреве может наблюдаться термическое разложение высококипящих углеводородов, сернистых и асфальтосмолистых соединений с образованием газов разложения, непредельных углеводородов и кокса. Термическое разложение отрицательно сказывается на качестве получаемых продуктов и может приводить к закоксовыванию оборудования.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

Четкость разделения зависит от количества стекающей флегмы, числа тарелок и режима их работы. Подача орошения в количестве сверх оптимального приводит к понижению температуры и уменьшению выхода фракций на тарелках отбора.

Для обеспечения более полного извлечения легкокипящих компонентов из флегмы в процессе перегонки используется водяной пар. Отпарка обеспечивается за счет уменьшения парциального давления углеводородов, что приводит к понижению их температуры кипения (аналогично испарению под вакуумом). При подаче водяного пара в колонну происходит снижение температуры жидкости за счет ее испарения. По мере увеличения расхода водяного пара температура жидкости и ее давление насыщенных паров понижаются, что приводит к снижению степени отпарки.

Установки атмосферной перегонки нефти бывают с однократным и двукратным испарением. Для переработки нефтей с высоким содержанием бензиновых фракций целесообразно применение схемы с двукратным испарением.

Поступающая на переработку нефть по степени подготовки должна соответствовать 1 группе и может содержать воды до 0,5% масс., хлористых солей – до 100 мг/л.

В нефтехимической промышленности без теплообменных аппаратов не обойтись, их значительный объем объясняется тем, что почти все основные процессы химической технологии связаны с подводом или отводом тепла. Существует множество конструкций теплообменного аппарата, но самым основным в нефтеперерабатывающем комплексе является кожухотрубчатый теплообменник, он способен работать с очень загрязненными средами, выдерживать высокие давления, работать при больших разностях температуры. Для сохранения таких показателей жертвуют таким параметром как габариты, и это на сегодняшний день является основной проблемой, которая может возникнуть при производстве теплообменника. Кроме того, кожухотрубчатые

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

теплообменники ремонтпригодны, и заменить трубный пучок на пучок с такими перегородками, не составляет сложности. Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой представлена на рис. 1.1.

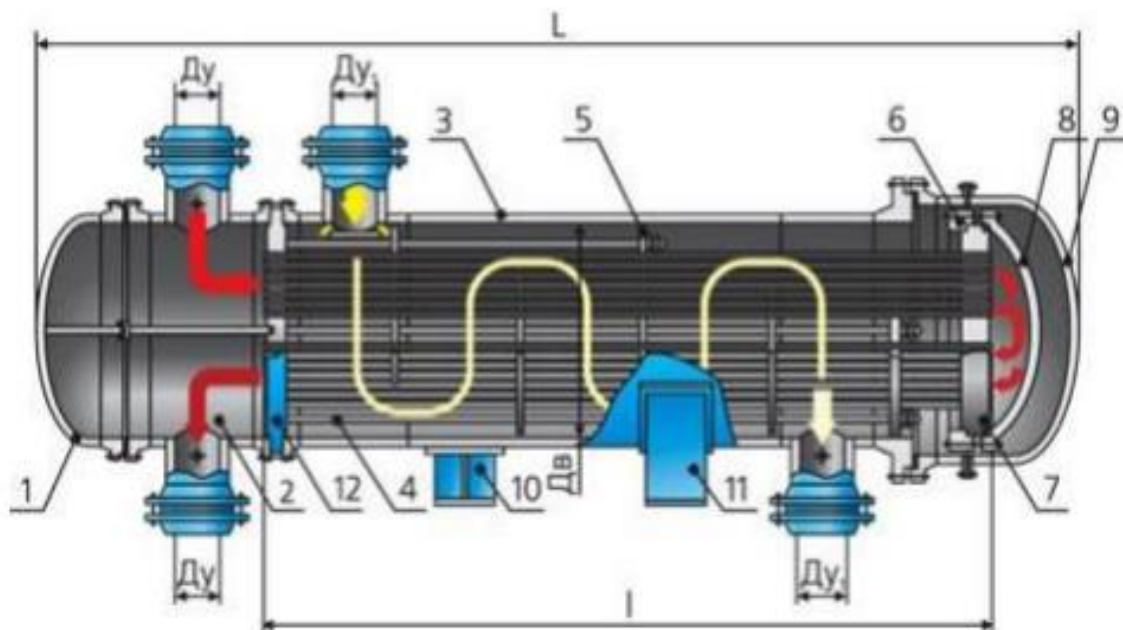


Рисунок 1.1 – Кожухотрубчатый теплообменник с плавающей головкой:

- 1 – крышка кожуха; 2 – распределительная камера; 3 – кожух; 4 – трубы трубного ручка;  
 5 – перегородка; 6 – полукольцо плавающей головки; 7 – подвижная трубная решетка;  
 8 – внутренняя крышка плавающей головки; 9 – крышка наружная; 10 – опора подвижная;  
 11 – опора неподвижная

Эффективность работы теплообменного оборудования в значительной степени зависит от режима движения теплообменных сред. Коэффициент теплопередачи увеличивается с увеличением скорости движения среды и принимает максимальные значения при турбулентном режиме течения. Однако с увеличением скорости движения теплоносителя возрастают и гидравлические потери давления в аппарате.

Наиболее эффективно теплообменные аппараты работают при противоточном движении теплоносителей. Повышение вязкости теплоносителя приводит к уменьшению коэффициента теплопередачи. К значительному уменьшению эффективности работы теплообменного аппарата могут привести отложения на теплообменных поверхностях.

Скорость движения вещества зависит от количества трубок, находящихся внутри кожуха. А от скорости вещества зависит коэффициент теплопередачи

кожухотрубного теплообменника. Конструкция схожа с работой пластинчатого теплообменника, в основе которой лежит передача тепла от теплоносителя к нагреваемому веществу.

Для окончательного нагрева сырья перед перегонкой применяют трубчатые нагревательные печи. Нагрев сырья, движущегося по змеевику печи, осуществляется за счет сжигания топлива в радиантной камере. Современные печи оборудуются как радиантным змеевиком, воспринимающим тепловое излучение факела, так и конвективным змеевиком, получающим тепло от уходящих дымовых газов.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



## 2. ОПИСАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ

Технологический процесс переработки нефти на установках УПН-100А, УПН-100Б включает следующие основные технологические операции:

- прием сырой нефти на установку по трубопроводу от сырьевых насосов резервуарного парка в буферную емкость;
- подача сырой нефти в смеси с деэмульгатором на подогрев в первой группе рекуперативных теплообменников за счет утилизации тепла отходящих потоков;
- обессоливание и обезвоживание нефти в блоке ЭЛОУ;
- подогрев обессоленной и обезвоженной нефти во второй группе рекуперативных теплообменников за счет утилизации тепла отходящих потоков;
- предварительное отбензинивание нефти в колонне с выводом легкой бензиновой фракции и отбензиненной нефти;
- подогрев отбензиненной нефти в печи перед подачей в колонну;
- атмосферная ректификация отбензиненной нефти в колонне с выводом тяжелой бензиновой фракции, легкой (особо легкой) и тяжелой (особо тяжелой) дистиллятных фракций и фракции мазута;
- прием и подача нейтрализатора и ингибитора коррозии;
- охлаждение и откачка полученных нефтепродуктов в резервуарный парк.

Принципиальные технологические схемы установки переработки нефти УПН-100А (УПН-100Б) представлены в Приложении А.

Товарная нефть поступает из Приемо-сдаточного пункта (ПСП) через СИКН за счет давления в магистральном трубопроводе Александровское-Анжеро-Судженск в резервуары товарно-сырьевого парка объемом 2000 м<sup>3</sup> каждый. Далее нефть сырьевыми насосами подается на установку УПН-100А (УПН-100Б) в буферную емкость. В буферной емкости осуществляется предварительный нагрев сырья протеплофикационной водой до 40°С.

					ФЮРА.УРОН.000.000.ПЗ				
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата					
Разраб.		Трушина Д.С.			<div>Описание технологической схемы</div>				
Руковод.		Семакина О.К.							
Н. Контр.									
Утверд.									
					Литер.	Лист	Листов		
					Д	25	4		
					ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4К51				

Сырье подаётся насосами последовательно в теплообменники, нагреваясь теплом легкой дистилятной фракции из колонны, и затем в теплообменники, нагреваясь теплом мазута из колонны до 80 – 110°C.

В сырьевую линию после теплообменника насосами-дозаторами из емкости подается химически очищенная вода на промывку предварительно подогретой нефти.

Далее сырая нефть поступает в электродегидратор, где осуществляется процесс обессоливания и обезвоживания сырья. В электродегидраторе, благодаря электрическому полю высокой напряженности, происходит разрушение мелкодисперсной эмульсии и интенсивное разделение фаз.

Обессоленная и обезвоженная нефть дополнительно нагревается, проходя последовательно теплообменники, за счет тепла отходящих потоков колонны (мазут, легкая и тяжелая дистилятные фракции) до 190 – 210°C и поступает в питательную секцию отбензинивающей колонны.

Колонны являются сложными ректификационными аппаратами с боковым отбором легких компонентов нефти с тарелок №9, №16 и №21.

Пары легкой бензиновой фракции с верха колонны с температурой 120 – 130°C последовательно проходят через воздушные холодильники для охлаждения до 40 – 50°C и конденсации.

Легкая бензиновая фракция из сепаратора подается насосами в две нагнетательные линии: первая – орошение колонны (подается на первую тарелку), вторая – откачка избыточного количества легкой бензиновой фракции на смешение в поток тяжелой бензиновой фракции от нагнетания насосов с последующим охлаждением смешанной бензиновой фракции в теплообменниках перед выдачей на склад.

Кубовый остаток колонны – отбензиненная нефть с температурой 180 – 210°C – насосами параллельно подается в теплообменники, где она нагревается за счет тепла отходящего потока мазута из колонны до 220 – 230°C и затем поступает в змеевики печи для окончательного нагрева.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Из печи нагрева отбензиненная нефть в виде парожидкостной смеси по трансферному трубопроводу поступает в питательную секцию основной атмосферной колонны, расположенную между тарелками 30 и 31. Для улучшения отгона легких фракций от мазута в куб колонны подается пар перегретый водяной.

Далее охлажденный до 40 – 60°С продукт направляется в горизонтальный сепаратор, где происходит его разделение на тяжелую бензиновую фракцию, углеводородные газы и воду.

Тяжелая бензиновая фракция из сепаратора подается насосами в две нагнетательные линии: первая – орошение колонны (подается на первую тарелку), вторая – откачка избыточного количества тяжелой бензиновой фракции на склад. Линия откачки тяжелой бензиновой фракции, объединяясь с трубопроводом откачки легкой бензиновой фракции от насосов, последовательно проходит теплообменники, охлаждаясь обратной водой из сетей, и теплообменник, нагревая своим теплом химически очищенную воду от насосов. По трубопроводу смешанная бензиновая фракция с температурой 30°С следует в резервуарный парк.

Легкая дистилятная фракция с температурой 210 – 220°С из колонны, отбираемая с накопительной тарелки между тарелками 18 и 19, насосами последовательно подается в теплообменники, где она охлаждается потоком нефти до 80 – 90°С, и затем разделяется на две линии: первая – циркуляционное орошение колонны с предварительным охлаждением в первой и второй секциях аппарата воздушного охлаждения до температуры 40°С, вторая – откачка избыточного количества легкой дистилятной фракции в резервуарный парк с предварительным охлаждением в теплообменнике потоком нефти от насосов и в третьей секции аппарата воздушного охлаждения до температуры 40°С.

Тяжелая дистилятная фракция с температурой 320 – 330°С из колонны, отбираемая с тарелки 25, проходит последовательно теплообменник, охлаждаясь потоком нефти до 110 – 140°С, аппарат воздушного охлаждения, где она

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

дополнительно охлаждается до 60°C, и поступает на всас насосов. Насосами тяжелая дистилятная фракция с температурой 60°C откачивается в резервуарный парк.

Мазут из куба колонны с температурой 330 – 350°C поступает последовательно в теплообменники, нагревая своим теплом поток нефти. Далее мазут с температурой 220 – 240°C насосами подается в два нагнетательных трубопровода: первый проходит последовательно через теплообменники, где он нагревает поток нефти, второй – через теплообменники, где он нагревает поток химически очищенной воды. Затем данные трубопроводы объединяются, и мазут с температурой 90°C одной линией откачивается в резервуарный парк.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 3. РАСЧЕТ КОЖУХОТРУБЧАТОГО ТЕПЛООБМЕННИКА

#### 3.1 Технологический расчет

Технологический расчет заключается в тепловом расчете теплообменника, и выбор из ряда стандартных теплообменников для дальнейших расчетов.

Исходные данные для расчёта теплообменника:

$G_H$  - 7.306 кг/с - массовый расход обессоленной нефти;

$t_{H,д.}$  - 275 °С - начальная температура дизельной фракции;

$t_{K,д.}$  - 110 °С - конечная температура дизельной фракции;

$t_{H,н.}$  - 100 °С - начальная температура обессоленной нефти;

$t_{K,н.}$  - 126°С - конечная температура обессоленной нефти;

$P_{тр}$  - 0.7 МПа – давление в трубном пространстве;

$P_{мжт}$  - 0.1 МПа – давление в межтрубном пространстве.

#### 3.2 Тепловой расчет

Для дальнейшего расчета построим температурную схему процесса. Температурная схема процесса представлена на рис. 3.1.



Рисунок 3.1– Температурная схема процесса

Разности температур рассчитываем следующим образом:

$$\Delta t_б := t_{H,д.} - t_{K,н.}$$

$$\Delta t_б := 275 - 126 = 149 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_м := t_{K,д.} - t_{H,н.}$$

$$\Delta t_м := 110 - 100 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

где  $\Delta t_б$  – наибольшая разность температур, °С ;

$\Delta t_м$  – наименьшая разность температур, °С;

					ФЮРА.УРОН.000.000.ПЗ		
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата			
Разраб.	Трушина Д.С.				Технологический расчет		
Руковод.	Семакина О.К.						
Н. Контр.							
Утверд.							
					Литер.	Лист	Листов
					Д	29	10
					ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4K51		

Среднюю разность температур определяем по уравнению 4.78 [1, с. 169]:

$$\Delta t_{cp} := \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \left( \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} \right)} \quad \Delta t_{cp} = 51.456 \text{ } ^\circ\text{C}$$

где  $\Delta t_{cp}$  – средняя разность температур теплоносителей,  $^\circ\text{C}$ ;

Найдем среднюю температуру теплоносителей:

$$t_{cp.n.} := \frac{126 + 100}{2} = 113 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{cp.d.} := \frac{275 + 110}{2} = 192.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

где  $\Delta t_{cp.n.}$  – средняя температура обессоленной нефти,  $^\circ\text{C}$ ;

$\Delta t_{cp.d.}$  – средняя температура дизельной фракции,  $^\circ\text{C}$ ;

На рис.3.2 схематично изображен теплообменник с направлением теплоносителей, а также их тепловые показатели:

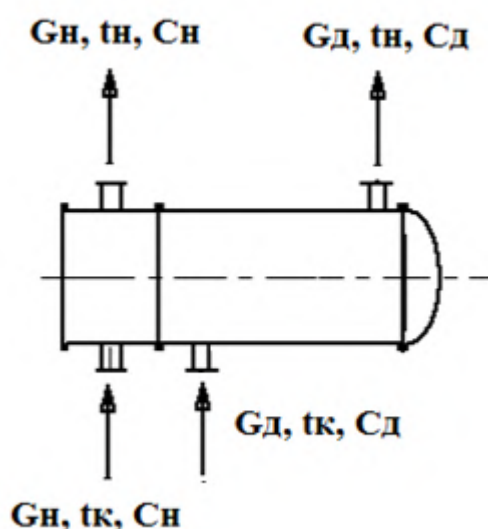


Рисунок 3.2 – Схема направлений теплоносителей

Определение количества тепла, передаваемого в теплообменнике от дизельной фракции к обессоленной нефти.

Теплоёмкости и плотности обессоленной нефти и дизельного топлива, соответственно равны:

$$\rho_{\text{H}} := 852.3 \text{ кг / м}^3$$

$$\rho_{\text{Д}} := 865 \text{ кг / м}^3$$

$$c_{\text{H}} := 2203 \text{ Дж/кг*К}$$

$$c_{\text{Д}} := 2300 \text{ Дж/кг*К}$$

Количество передаваемого тепла рассчитывается как:

$$Q_{\text{H}} := G_{\text{H}} \cdot c_{\text{H}} \cdot (t_{\text{К.Н.}} - t_{\text{Н.Н.}}) \quad Q_{\text{H.}} := 7.306 \cdot 2203 \cdot (126 - 100) = 4.185 \times 10^5 \text{ Вт}$$

где  $Q_{\text{H}}$ - количество передаваемого тепла ,Вт.

Определение массового расхода дизельной фракции необходимо для нагревания нефти обессоленной.

$$Q_{\text{Д}} := \frac{Q_{\text{H}}}{1.05} \quad Q_{\text{Д.}} := \frac{4.185 \times 10^5}{1.05} = 3.986 \times 10^5 \text{ Вт}$$

где  $Q_{\text{Д}}$ - количество передаваемого тепла ,Вт.

$$G_{\text{Д.}} := \frac{Q_{\text{Д}}}{[c_{\text{Д}} \cdot (t_{\text{Н.Д.}} - t_{\text{К.Д.}})]} \quad G_{\text{Д.}} := \frac{(3.985 \times 10^5)}{871 \cdot (275 - 110)} = 2.773 \text{ кг/с}$$

Объёмный расход обессоленной нефти и дизельного топлива:

$$V_{\text{H}} := \frac{G_{\text{H}}}{\rho_{\text{H}}} = 8.572 \times 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

$$V_{\text{Д}} := \frac{G_{\text{Д}}}{\rho_{\text{Д}}} = 3.212 \times 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

Зададимся ориентировочным значением коэффициентов теплопередачи [1, с. 172, табл. 4.8]. От органического вещества к органическому веществу, минимальное и максимальное значение соответственно Вт/(м<sup>2</sup> ·К):

$$K_{\text{max}} := 270 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К} \quad K_{\text{min}} := 120 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К}$$

где  $K_{\text{min}}$ – минимальный коэффициент теплопередачи первой зоны, Вт/(м<sup>2</sup> ·К);

$K_{\text{max}}$ – максимальный коэффициент теплопередачи первой зоны, Вт/(м<sup>2</sup> ·К).

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

Определим ориентировочную поверхность теплообмена зоны нагрева:

$$F_{\min} := \frac{Q_H}{K_{\max} \cdot \Delta t_{\text{cp}}}$$

$$F_{\max} := \frac{Q_H}{K_{\min} \cdot \Delta t_{\text{cp}}}$$

$$F_{\min.} := \frac{(4.185 \times 10^5)}{270 \cdot 70.453} = 22 \text{ м}^2 \quad F_{\max.} := \frac{(4.185 \times 10^5)}{120 \cdot 70.453} = 49.501 \text{ м}^2$$

где  $F_{\min}$  – минимальная поверхность первой зоны,  $\text{м}^2$ ;

$F_{\max}$  – максимальная поверхность первой зоны,  $\text{м}^2$ ;

Принимаем приближенное значение ориентировочных поверхностей теплообмена:

$$F_{\min} = 22 \text{ м}^2$$

$$F_{\max} = 50 \text{ м}^2$$

Принимаем, что обессоленная нефть движется по трубному пространству с трубами 20x2 мм. Наружный диаметр труб:

$$d_{\text{нар.}} = 20 \text{ мм}$$

Толщина стенки трубы:

$$\delta = 2 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр равен:

$$d_{\text{в}} := d_{\text{нар}} - 2 \cdot \delta$$

$$d_{\text{в.}} := 20 - 2 \cdot 2 = 16 \text{ мм}$$

Принимаем характер движения потока в трубном пространстве турбулентным:

$$Re = 10000$$

где  $Re$  – ориентировочный критерий Рейнольдса;

Определяем вязкость компонентов смеси при средней температуре смеси [1, с. 556, рис. V]:

$$\mu_{\text{н}} := 0.458 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

$$\mu_{\text{д}} := 0.132 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$$

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32



где  $\mu_{\text{н}}$  — динамический коэффициент вязкости обессоленной нефти, Па\*с;

$\mu_{\text{д}}$  — динамический коэффициент вязкости дизельного топлива, Па\*с;

Скорость обессоленной нефти в трубах для обеспечения турбулентного течения:

$$w_{\text{н}} := \frac{\text{Re} \cdot \mu_{\text{н}}}{d_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{н}}} \quad w_{\text{н.}} := \frac{10000 \cdot \mu_{\text{н}}}{d_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{н}}} = 0.336 \text{ м/с}$$

где  $w_{\text{н}}$  — скорость течения обессоленной нефти в трубах, м/с.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

### 3.3 Уточненный расчет и выбор кожухотрубчатого теплообменника

Уточняем критерий Рейнольдса (Re):

$$Re_H := 10000 \cdot \frac{n_1}{n}$$
$$Re_{H.} := 10000 \cdot \frac{126.952}{70} = 1.814 \times 10^4$$

где  $n$  – число труб одного хода;

$Re > 10000$  – режим течения смеси турбулентный.

Скорость движение обессоленной нефти в трубах:

$$w_H := \frac{Re_H \cdot \mu_H}{d_B \cdot \rho_H} \quad w_{H.} := \frac{18140 \cdot 4.58 \times 10^{-4}}{0.016 \cdot 852.3} = 0.609 \text{ м/с}$$

Рассчитаем действительную поверхность теплообмена, выражая ее из основного уравнения теплопередачи 4.72 [1, с. 168]:

$$F_{\text{дейст}} = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}}$$

где  $F_{\text{дейст}}$  – действительная поверхность теплообмена,  $\text{м}^2$ ;

$Q$  – количества тепла, Дж;

$K$  – коэффициент теплопередачи,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\Delta t_{\text{ср}}$  – средняя разность температур,  $^{\circ}\text{С}$ .

Коэффициент теплопередачи рассчитываем по следующей формуле 4.37 [1, с. 158]:

$$K := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \Sigma R + \frac{1}{\alpha_D}}$$

где  $\alpha_H$  – коэффициент теплоотдачи обессоленной нефти,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\alpha_D$  – коэффициент теплоотдачи дизельного топлива,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\Sigma R$  – сумма термических сопротивлений стенки и загрязнений,  $(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}$ .

### 3.4 Коэффициент теплоотдачи обессоленной нефти

Коэффициент теплоотдачи нефти рассчитываем по формуле [1, с. 150]:

$$\alpha_{\text{н.}} := \frac{\text{Nu}_{\text{н.}} \cdot \lambda_{\text{н}}}{d_{\text{в}}} \quad \text{Вт / м}^2 \cdot \text{К}$$

где  $\text{Nu}_{\text{н}}$  — критерий Нуссельта;

$\lambda_{\text{н}}$  — коэффициент теплопроводности нефти при средней температуре 113°C.

Коэффициент теплопроводности компонентов, Вт/(м · К):

$$\lambda_{\text{н}} := 0.140 \quad \text{Вт/м} \cdot \text{К} \qquad \lambda_{\text{д}} := 0.120 \quad \text{Вт/м} \cdot \text{К}$$

Для турбулентной области критерий Нуссельта рассчитывается по формуле 4.17 [1, с. 152]:

$$\text{Nu}_{\text{н}} := 0.021 \cdot \text{Re}_{\text{н}}^{0.8} \cdot \text{Pr}_{\text{н}}^{0.43} \cdot \left( \frac{\text{Pr}_{\text{н}}}{\text{Pr}_{\text{стн}}} \right)^{0.25} \cdot \epsilon_{\text{н}}$$

где  $\text{Pr}_{\text{н}}$  — критерий Прандтля при средней температуре обессоленной нефти;

$\text{Pr}_{\text{стн}}$  — критерий Прандтля при средней температуре стенки.

Критерий Прандтля для нефти при температуре 113°C по формуле 4.12 [1, с. 151]:

$$\text{Pr}_{\text{н}} := \frac{c_{\text{н}} \cdot \mu_{\text{н}}}{\lambda_{\text{н}}} = 7.207 \qquad \text{Pr}_{\text{н.}} := \frac{2.203 \times 10^3 \cdot (0.4585 \cdot 10^{-3})}{0.140} = 7.215$$

Отношение  $\left( \frac{\text{Pr}_{\text{н}}}{\text{Pr}_{\text{стн}}} \right)^{0.25}$  принимаем равным 1,05 по рекомендациям [1].

Подставляем все известные величины и находим критерий Нуссельта и коэффициент теплоотдачи:

$$\text{Nu}_{\text{н}} := 0.021 \cdot (1.814 \times 10^4)^{0.8} \cdot 7.215^{0.43} \cdot 1.05 \cdot 1 = 131.632$$

$$\alpha_{\text{н}} := \frac{131.632 \cdot 0.140}{0.016} = 1.152 \times 10^3 \quad \text{Вт / м}^2 \cdot \text{К}$$

### 3.5 Коэффициент теплоотдачи дизельного топлива

Рассчитаем площадь межтрубного пространства по следующей формуле:

$$S_{\text{м.т.п.}} := \left( \frac{\pi \cdot D_{\text{вн}}^2}{4} \right) - \left( \frac{n \cdot \pi \cdot d_{\text{нар}}^2}{4} \right)$$

$$S_{\text{м.т.п.}} := \left( \frac{3.14 \cdot 0.305^2}{4} \right) - \left( \frac{70 \cdot 3.14 \cdot 0.020^2}{4} \right) = 0.051 \text{ м}^2$$

где  $S_{\text{м.т.п.}}$  — площадь межтрубного пространства,  $\text{м}^2$ ;

$D_{\text{вн}}$  — внутренний диаметр кожуха, м;

Смоченный периметр:

$$\Pi := 3.14 \cdot D + n \cdot 3.14 \cdot d_{\text{н}}$$

$$\Pi := 3.14 \cdot 0.305 + 70 \cdot 3.14 \cdot 0.020 = 5.354 \text{ м}$$

где  $\Pi$  — смоченный периметр, м.

Эквивалентный диаметр рассчитываем по формуле 4.18 [1, с. 153]:

$$d_{\text{э}} := \frac{4 \cdot S_{\text{м.т.п.}}}{\Pi} \quad d_{\text{э.}} := \frac{4 \cdot 0.051}{5.354} = 0.038 \text{ м}$$

Принимаем характер движения потока в межтрубном пространстве:

$$\text{Re} = 20000$$

Найдем скорость движения дизельного топлива:

$$w_{\text{д.}} := \frac{\text{Re} \cdot \mu_{\text{д}}}{d_{\text{э}} \cdot \rho_{\text{д}}} \quad w_{\text{д.}} := \frac{20000 \cdot 0.132 \cdot 10^{-3}}{0.038 \cdot 895} = 0.078 \text{ м/с}$$

Коэффициент теплоотдачи дизельного топлива рассчитываем по формуле [1, с. 150]:

$$\alpha_{\text{д.}} := \frac{\text{Nu}_{\text{д.}} \cdot \lambda_{\text{д}}}{d_{\text{э}}} \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К}$$

где  $\text{Nu}_{\text{д.}}$  — критерий Нуссельта;

$\lambda_d$  — коэффициент теплопроводности дизельного топлива при средней температуре 192°C.

Для турбулентной области критерий Нуссельта рассчитывается по формуле 4.17 [1, с. 152]:

$$Nu_d := 0.021 \cdot Re_d^{0.8} \cdot Pr_d^{0.43} \cdot \left( \frac{Pr_d}{Pr_{std}} \right)^{0.25} \cdot \epsilon_d$$

где  $Pr_d$  — критерий Прандтля при средней температуре дизельного топлива;

$Pr_{std}$  — критерий Прандтля при средней температуре стенки.

Критерий Прандтля для дизельного топлива при температуре 192°C [1, с. 151]:

$$Pr_d := \frac{c_d \cdot \mu_d}{\lambda_d} \qquad Pr_d := \frac{2300 \cdot (0.132 \cdot 10^{-3})}{0.120} = 2.53$$

Отношение  $\left( \frac{Pr_d}{Pr_{std}} \right)^{0.25}$  принимаем равным 1,05.

Подставляем все известные величины и находим критерий Нуссельта и коэффициент теплоотдачи:

$$Nu_d := 0.021 \cdot 20000^{0.8} \cdot 2.53^{0.43} \cdot 1.05 \cdot 1 = 90.693$$

$$\alpha_d := \frac{90.693 \cdot 0.120}{0.045} = 241.848 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К}$$

### 3.6 Суммарное термическое сопротивление стенки и загрязнений

Рассчитаем сумму термических сопротивлений стенки и загрязнений по формуле [1, с. 195]:

$$\Sigma R = \frac{1}{r_{31}} + \frac{1}{r_{32}} + \frac{\delta}{\lambda_{ст}} \frac{м^2 \cdot К}{Вт},$$

где  $\Sigma R$  – термическое сопротивление,  $(м^2 \cdot К)/Вт$ ;

$r_{31}$  – тепловое сопротивление загрязнения со стороны нефти,  $Вт/(м^2 \cdot К)$ ;

$r_{32}$  – тепловое сопротивление загрязнения стенки со стороны дизельного топлива,  $Вт/(м^2 \cdot К)$ ;

$\delta$  – толщина стенки трубы, м;

$\lambda_{ст}$  – коэффициент теплопроводности стенки,  $Вт/(м \cdot К)$ .

Из таблицы XXXI [1, с. 531] выберем тепловые проводимости загрязнений со стороны нефти равной  $1160 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К)$ , а со стороны дизельного топлива  $2900 \text{ Вт}/(м^2 \cdot К)$ .

Из таблицы XXVIII [1, с. 529] теплопроводность стали:

$$\lambda_{ст} := 46.5 \quad \text{Вт} / \text{м} \cdot \text{К}$$

Имея все значения, найдет термическое сопротивление:

$$\Sigma R := \frac{1}{1160} + \frac{0.002}{46.5} + \frac{1}{2900} = 1.25 \times 10^{-3} \quad \text{м}^2 \cdot \text{К} / \text{Вт}$$

### 3.7 Коэффициент теплопередачи

Рассчитаем действительный коэффициент теплопередачи по формуле 4.37 [1, с. 159]:

$$K := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \Sigma R + \frac{1}{\alpha_D}}$$

$$K := \frac{1}{\frac{1}{1.152 \times 10^3} + 1.25 \times 10^{-3} + \frac{1}{241.593}} = 159.815 \text{ Вт / м}^2 \cdot \text{К}$$

где K – действительный коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup> · К).

Действительная площадь теплопередачи по вышеупомянутому уравнению составляет:

$$F_P := \frac{Q_H}{K \cdot \Delta t_{cp}} \quad F_{P.} := \frac{4.185 \times 10^5}{159.815 \cdot 51.456} = 50.891 \text{ м}^2$$

Выбираем два сдвоенных теплообменника [3, табл. 4] с параметрами, приведенными в табл. 3.1.

Таблица 3.1 – Параметры кожухотрубчатого теплообменника

Наружный диаметр кожуха, мм	Наружный диаметр труб, мм	Толщина стенки труб, мм	Число ходов по трубам	Общее число труб	Длина труб, мм	Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>
325	20	2	2	70	6000	26.4

## 4. КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА

### 4.1 Расчёт диаметра теплообменника

Рассчитываем ориентировочное число труб на один ход по формуле 1.5 [2, с.23]:

$$n_1 := \frac{V_H}{0.785 \cdot d_B^2 \cdot w_H} \quad n_1 := \frac{8.572 \times 10^{-3}}{0.785 \cdot 0.016^2 \cdot 0.609} = 70.041$$

где  $n_1$  - ориентировочное число труб одного хода.

Так как используем 2 одинаковых теплообменника, принимаем ориентировочное количество труб одного хода  $n_1=35$ .

Расчётная длина одной трубки при одном ходе рассчитывается по формуле 1.6 [2, с. 23]:

$$L_T := \frac{F_p}{3.14 \cdot d_p \cdot n_1} \quad L_T := \frac{50.89}{3.14 \cdot 0.016 \cdot 70.041} = 14.462 \text{ м}$$

где  $L_T$  – расчётная длина трубки, м.

Так как коэффициент теплоотдачи  $\alpha_n > \alpha_d$ , поэтому расчётный диаметр при определении поверхности труб следует принять

$$d_p := d_B$$

$$d_p = 0.016$$

где  $d_p$  – расчётный диаметр трубок, м.

Число ходов трубного пространства рассчитывается по формуле 1.7 [2, с. 23]:

$$Z := \frac{L_T}{l_T} \quad Z := \frac{14.462}{6} = 2.41$$

где  $l_T$  – рабочая длина труб, которую принимаем 6 м.

Принимаем  $Z=2$ , тогда количество труб будет  $n=70$ .

Диаметр теплообменника определяется по формуле 1.11 [2]:

$$D_{BH} := 1.1 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta}} \quad D_{BH} := 1.1 \cdot 26 \cdot \sqrt{\frac{70}{0.6}} = 308.915 \text{ мм}$$

					ФЮРА.УРОН.000.000.ПЗ					
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата						
Разраб.		Трушина Д.С.			Конструктивный расчет			Литер.	Лист	Листов
Руковод.		Семакина О.К.						Д	40	15
Н. Контр.										
Утверд.										
					ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4К51					



где  $\eta = 0,6$  – коэффициент заполнения трубной решётки.

Принимаем теплообменник с наружным диаметром 325 мм.

Рассчитаем запас поверхности теплообмена, который не должен превышать 30%:

$$\Delta := \frac{F_{\text{ГОСТ.}} - F_{\text{р.}}}{F_{\text{р.}}} \cdot 100\%$$

$$\Delta := \frac{52,8 - 50,891}{50,891} \cdot 100 = 3,751 \quad \%$$

Отсюда следует, что применимый теплообменником для нагрева обессоленной нефти дизельным топливом является двухходовый кожухотрубный теплообменник с поверхностью теплообмена 52,8 м<sup>2</sup>.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

## 4.2 Расчёт и подбор штуцеров

Для дальнейших расчетов схематично изобразим теплообменник с позициями штуцеров. Номер позиции означает, под каким номером рассчитывается штуцер. Схема расположения патрубков изображена на рис.4.1.

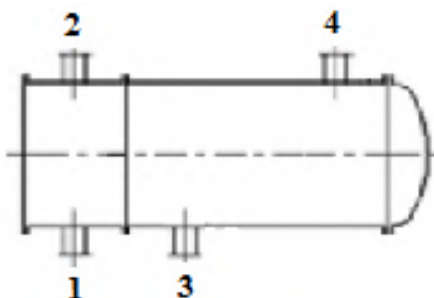


Рисунок 4.1 – Схема расположения штуцеров

Расчет штуцеров сводится к определению диаметра штуцера из уравнения объемного расхода. Скорость нефти при движении в напорных трубопроводах задаётся, и она соответственно равна:

$$\omega_{\text{Н}} := 1 \text{ м/с}$$

Расчёт внутренних диаметров патрубков:

$$d_{1.2} := \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{Н}}}{3.14 \cdot (\rho_{\text{Н}} \cdot \omega_{\text{Н}})}} = 0.104$$

$$d_{1.2} := \sqrt{\frac{4 \cdot 7.306}{3.14 \cdot (852.3 \cdot 1)}} = 0.104 \text{ м}$$

По рекомендации [3] необходимый условный диаметр штуцера трубного пространства равен 100 мм.

Рассчитаем диаметр 3 и 4 штуцеров. Данные штуцера предназначен для подачи дизельного топлива в межтрубное пространство.

Скорость дизельного топлива при движении в напорных трубопроводах задаётся, и она соответственно равна:

$$\omega_{\text{Д}} := 0.15 \text{ м/с}$$

Расчёт внутренних диаметров патрубков:

$$d_{3.4} := \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{Д}}}{3.14 \cdot (\rho_{\text{Д}} \cdot \omega_{\text{Д}})}} = 0.102$$

$$d_{3.4} := \sqrt{\frac{4 \cdot 1.05}{3.14 \cdot (865 \cdot 0.15)}} = 0.102 \text{ м}$$

По рекомендации [3] необходимый условный диаметр штуцера межтрубного пространства равен 100 мм.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

### 4.3 Выбор конструкционных материалов теплообменника

Исходя из того, что в теплообменнике происходит теплообмен между органическими веществами, материал следует выбрать таким, чтобы он был устойчив к данной среде.

Исходя из этого, необходимо проанализировать какой материал необходимо использовать для деталей аппарата. Выбор материалов так же зависит от типа аппарата и его принадлежности, так теплообменник с плавающей головкой может изготавливаться следующих исполнений: М1, М3, М4, М12, М13, Б1, Б2. Все материалы данных исполнений прописаны в [3, табл. 10].

Выбираем подходящие материалы для изготовления теплообменника данного типа. При конструировании химической аппаратуры необходимо учитывать все возможные виды коррозионного разрушения, в зависимости от агрессивной среды и рабочих условий. Важно оценить общую поверхность коррозии, характеризующуюся скоростью коррозии  $\Pi$  мм/год. Приемлемые сроки эксплуатации теплообменника с атмосферным давлением равны 20 годам.

Таблица 4.1 - Материалы, применяемые для изготовления сборочных единиц основных узлов и деталей аппарата типа ТП [3]

Тип аппарата	Исполнение аппарата по материалу	Материал				
		кожуха и крышки	распределительной камеры и крышки	теплообменных труб	трубной решетки	перегородки
1	2	3	4	5	6	7
ТП	М1	Ст3сп по ГОСТ 380, ГОСТ 14637 Сталь 16ГС по ГОСТ 5520. Трубы - сталь марки 20 по ГОСТ 1050, ГОСТ 8731 гр. В или сталь Ст3сп по ГОСТ 380, ГОСТ 1 0706 гр. В	Ст3сп, Ст3пс <sup>1)</sup> по ГОСТ 380, ГОСТ 14637. Сталь 16ГС <sup>2)</sup> по ГОСТ 5520. Трубы - сталь марки 20 по ГОСТ 1050, ГОСТ 8731 гр. В или сталь Ст3сп по ГОСТ 380, ГОСТ 10706 гр. В	Сталь 10 и 20 по ГОСТ 1050, ГОСТ 550 гр.А, ГОСТ 8733 <sup>3)</sup> гр.В и трубы электросварные по технической документации, утвержденной в установленном порядке <sup>4)</sup>	Сталь 16ГС по ГОСТ 8479 гр.ІV-КП.245	Ст3сп по ГОСТ 380, ГОСТ 14637
ТП	М3	См. исполнение М1		Латунь марки ЛАМш 77-2-0,05 ГОСТ 15527, ГОСТ 21646	Сталь 16ГС ГОСТ 8479, гр.ІV-КП.245 с наплавкой латунью марки ЛО62-1 или. Л63 по ГОСТ 15527, ГОСТ 931	См. исполнение М1
ТП	М4	См. исполнение М1	Двухслойная сталь 16ГС + 08Х13 или Ст3сп + 08Х13 по ГОСТ 10885	Сталь 15Х5М или Х8 по ГОСТ 550 гр. А	Сталь 15Х5М ГОСТ 8479 гр.ІV-КП.395	См. исполнение М1

Так как теплообменник стоит на открытой площадке круглый год, где в зимнее время температура может достигать – 40 °С, то необходимо взять морозостойкую сталь марки 09Г2С. Конструкционная сталь 09Г2С обладает высокой способностью сохранять свои характеристики при работе под давлением в широком температурном интервале, долговечна, устойчива к нагрузкам с переменным вектором силы, а также подвергается термической обработке,

которая оказывает значительное влияние на показатели механических показателей.

Малое присутствие углерода в сплаве обеспечивает удовлетворительный показатель свариваемости деталей из стали этой марки. Нужно отметить, что высокое содержание углерода в сплавах при его выгорании приводит к возникновению дополнительных микропор, а также к образованию закалочной структуры, что отрицательно сказывается на качестве сварного шва, а в стали 09Г2С этого не наблюдается [5].

Вычислим прибавку к расчетным толщинам стенки. Прибавка складывается из двух величин. Прибавка на коррозию и эрозию.

Прибавка на коррозию рассчитывается по формуле 9.1 [5, с. 272]:

$$c_1 := \Pi \cdot \tau_a \quad c_1 := 0.1 \cdot 20 = 2 \quad \text{мм}$$

где  $c_1$  – прибавка на коррозию, мм;

$\Pi$  – проницаемость материала, мм/год;

$\tau_a$  – срок службы аппарат, лет.

Скорость коррозии принимаем по [5, с. 409]:

$$\Pi := 0.1 \quad \text{мм/год}$$

Срок службы аппарата:

$$\tau_a := 20 \quad \text{лет}$$

Компенсацию на утонение стенки принимается в зависимости от технологических операций:

$$c_2 := 0.2 \quad \text{мм}$$

Прибавка для компенсации минусового допуска в зависимости от проката [6]:

$$c_3 := 0.8 \quad \text{мм}$$

Общая прибавка к расчетной толщине стенки:

$$c := c_1 + c_3 + c_2 \quad c := 2 + 0.2 + 0.8 = 3 \quad \text{мм}$$

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

## 5. МЕХАНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА

Целью механического расчета является обеспечение механической надежности работы проектируемого оборудования. Расчетная модель кожухотрубчатого теплообменника представлена на рис. 5.1.

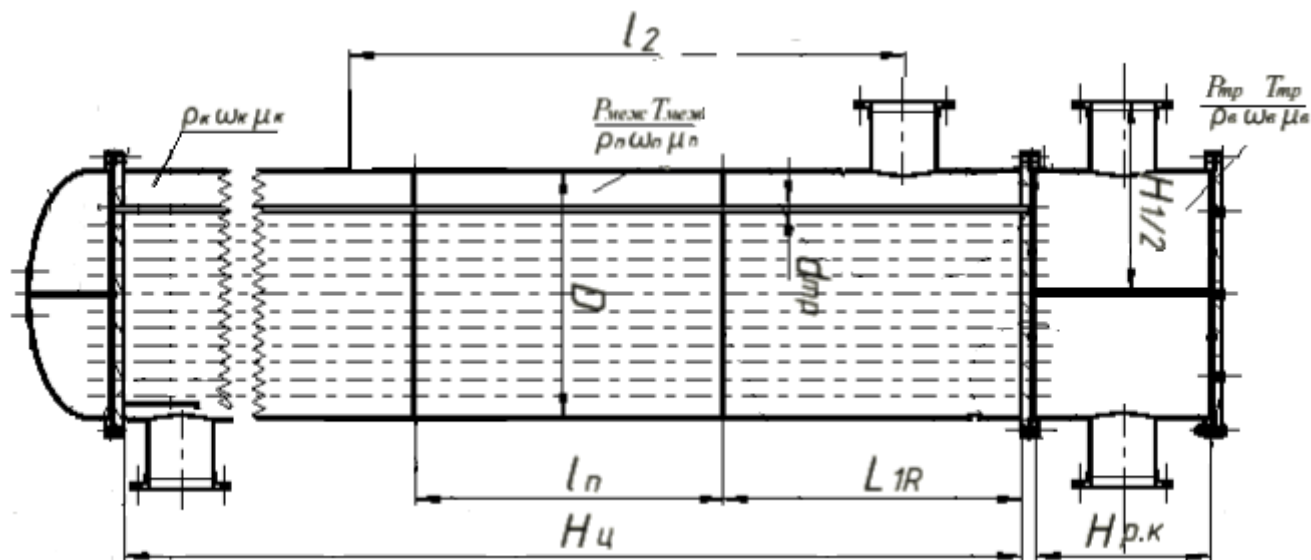


Рисунок 5.1 – Расчетная модель кожухотрубчатого теплообменника

Показателями или критериями механической надежности для деталей технологического оборудования являются прочность, жаропрочность и жаростойкость, жесткость, устойчивость, виброустойчивость, износостойкость, герметичность и т.п. Все эти критерии должны обеспечить сохранение во времени механических свойств деталей в установленных пределах значений всех параметров, характеризующих способность выполнять требуемые функции в заданных режимах и условиях применения, технического обслуживания, ремонтов, хранения и транспортирования.

Запишем известные данные в соответствии с рис. 5.1 необходимые для дальнейших расчетов.

					ФЮРА.УРОН.000.000.ПЗ		
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата			
Разраб.	Трушина Д.С.						
Руковод.	Семакина О.К.						
Конс.	Беляев В.М.						
Н. Контр.							
Руков. ОПП	Беляев В.М.						
					Литер.	Лист	Листов
					Д	46	90
					ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4K51		

Механический расчет

Таблица 5.1– Характеристики теплообменника

Название величины	Размерность	Обозначение и значение
Внешний диаметр аппарата	мм	D=325
Длина кожуха	мм	H <sub>ц</sub> =5770
Длина обечайки распределительной камеры	мм	H <sub>р.к</sub> =425
Рабочие давления в трубном и межтрубном пространстве	МПа	P <sub>мжт</sub> =0.1; P <sub>тр.</sub> =0.7
Число труб	шт.	n=70
Длина труб и средняя длина	мм	L <sub>тр</sub> =6000; l=3000
Наружный диаметр труб	мм	d <sub>тр</sub> =20
Шаг расположения отверстий в решетке	мм	t=26
Расстояние между поперечной перегородкой и решеткой	мм	L <sub>1R</sub> =250
Расстояние между поперечными перегородками	мм	L <sub>n</sub> =140
Рабочие температуры среды в пространствах	°C	t <sub>мжр</sub> =113; t <sub>тр</sub> =192
Допускаемое напряжение при температуре испытания	МПа	[σ] <sub>20</sub> =196
Обессоленная нефть		
Плотность	кг/м <sup>3</sup>	ρ <sub>н</sub> =852.3
Вязкость	Па*с	μ <sub>н</sub> = 0.458 * 10 <sup>-3</sup>
Дизельное топливо		
Плотность	кг/м <sup>3</sup>	ρ <sub>д</sub> =852.3
Вязкость	Па*с	μ <sub>д</sub> = 0.132 * 10 <sup>-3</sup>

## 5.1 Расчет толщины стенки кожуха

Целью расчета толщины цилиндрической обечайки кожуха является обеспечение механической прочности теплообменника в рабочих условиях и в условиях испытания. Расчетная схема кожуха представлена на рис. 5.2.

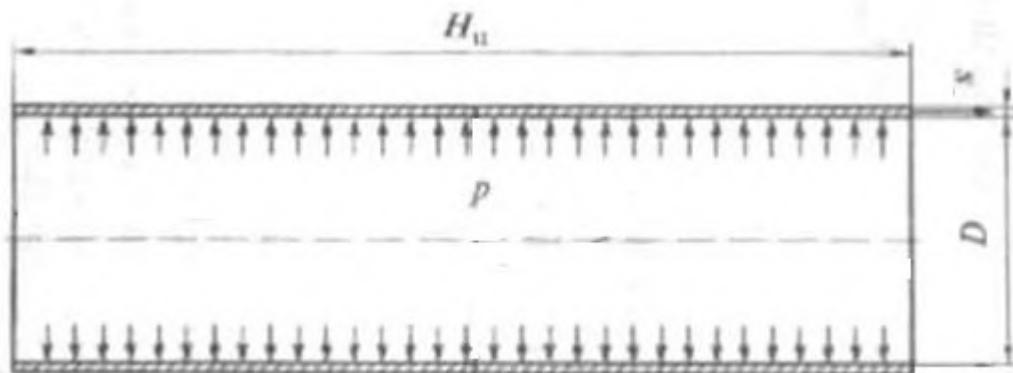


Рисунок 5.2 – Расчетная схема кожуха

Критерием механической надежности, является прочность. Определим расчетные параметры. Так как аппарат расположен горизонтально и наружный диаметр 325 мм, то гидростатическим столбом жидкости можно пренебречь. Принимаем расчетное давление, действующее на обечайку в межтрубном пространстве, равным рабочему давлению.

$$P_{p.мжт.} := P_{мжт} = 0.1 \text{ МПа}$$

где  $P_{p.мжт.}$  – расчетное давление в межтрубном пространстве, МПа;

$P_{мжт}$  – рабочее давление в межтрубном пространстве, МПа;

Для определения пробного давления необходимо знать допускаемые напряжения для материала обечайки. Для кожуха сталь 09Г2С, допускаемое напряжение определяется по [10, табл. А.1] при максимальной рабочей температуре равной 275 °С.

Допускаемое напряжение для углеродистых или низколегированных сталей при расчете по предельным нагрузкам сосудов, работающих при статических однократных нагрузках, вычисляют по формуле 1 [10]:



$$[\sigma]_p = \eta \cdot \min \left( \frac{R_{p1.0t}}{n_{тр}}, \frac{R_{1mt}}{n_B} \right) \quad [\sigma]_p := \min \left( \frac{234}{1.5}, \frac{444}{2.4} \right) = 156 \quad \text{МПа}$$

$$[\sigma]_{и} := \eta \cdot \min \left( \frac{R_{p1.0t}}{n_{ти}} \right) \quad [\sigma]_{и} := \min \left( \frac{300}{1.1} \right) = 272.727 \quad \text{МПа}$$

где  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение материала кожуха при расчетной температуре, МПа;

$[\sigma]_{и}$  – допускаемое напряжение при температуре испытания, МПа;

$R_{p1.0t}$ ,  $R_{1mt}$  – предел текучести и предел выносливости, соответственно, МПа;

$\eta$  – коэффициент уменьшения номинального допускаемого напряжения;

$n_{тр}$  и  $n_d$ ,  $n_{ти}$  – коэффициенты запаса прочности.

При гидравлическом испытании стенки кожуха будут испытывать пробное давление в межтрубном пространстве:

$$P_{и.мжт} := 1.25 \cdot P_{р.мжт} \cdot \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]_p} \quad P_{и.мжт} := 1.25 \cdot 0.1 \cdot \frac{196}{156} = 0.157 \quad \text{МПа}$$

где  $P_{и.мжт}$  – пробное давление гидравлического испытания в кожухе, МПа.

$[\sigma]_{20}$  – допускаемое напряжение при температуре испытания, МПа.

Вид сварного шва и способ сварки выбираем согласно с [10, табл. Д.1], выбираем вид шва: стыковой с двухсторонним проваром, выполняемый автоматической сваркой под слоем флюса. Длина контролируемых швов от общей длины 100%.

Коэффициент прочности сварных швов принимаем равным:

$$\varphi_p = 1$$

где  $\varphi_p$  – коэффициент прочности сварного шва.

Расчетная толщина стенки кожуха от давления вычисляют по формуле 2 [12]:

$$S_p := \max \left( \frac{P_{р.мжт} \cdot D}{2 \cdot [\sigma]_p \cdot \varphi_p - P_{р.мжт.}}, \frac{P_{и.мжт.} \cdot D}{2 \cdot [\sigma]_{и.} \cdot \varphi_p - P_{и.мжт.}} \right)$$

$$S_p := \max \left( \frac{0.1 \cdot 305}{2 \cdot 156 \cdot 1 - 0.1}, \frac{0.157 \cdot 305}{2 \cdot 272.727 \cdot 1 - 0.157} \right) = 0.098 \quad \text{мм}$$

где  $S_p$  – расчетная толщина стенки кожуха, мм.

Исполнительная толщина стенки с учетом добавок:

$$S_{\text{ц}} := \text{ceil}(S_p + c) = 4 \quad \text{мм}$$

где  $S_{\text{ц}}$  – исполнительная толщина цилиндрической обечайки, мм.

$c$  - общая прибавка (см. пункт 4.3 стр. 17), мм.

Согласно рекомендации [12], минимальная толщина цилиндрической обечайки при наружном диаметре кожуха 325 мм равна 5 мм. Примем исполнительную толщину стенки цилиндрической обечайки, согласно рекомендациям завода, для которого проектируется данный теплообменник, равной:

$$S = 10 \text{ мм}$$

Проверка на условие прочности. Допускаемое внутреннее избыточное давление вычисляют по формуле 3 [11]:

$$[P] := \frac{2 \cdot (S - c) \cdot \varphi_p \cdot [\sigma]_p}{D + (S - c)} \quad [P] := \frac{2 \cdot (10 - 3) \cdot 1 \cdot 156}{305 + (10 - 3)} = 7 \quad \text{МПа}$$

$$[P] := \frac{2 \cdot (S - c) \cdot \varphi_p \cdot [\sigma]_{\text{н.}}}{D + (S - c)} \quad [P] := \frac{2 \cdot (10 - 3) \cdot 1 \cdot 272.727}{305 + (10 - 3)} = 12.238 \quad \text{МПа}$$

где  $[P]$  – допускаемое внутреннее избыточное давление в рабочих условиях и при гидравлическом испытании, МПа.

$$0.1 \leq 7 \text{ МПа}, 0.157 \leq 12.238 \text{ МПа.}$$

Проверка на условие применимости расчетных формул:

$$\frac{S - c}{D} \leq 0.1 \quad \frac{10 - 3}{305} \leq 0.1 \quad 0.02 \leq 0.1$$

Из условия отношения толщины стенки к диаметру следует, что расчетные формулы верны. При толщине стенки 10 мм обеспечивается прочность кожуха, как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 5.2 Расчет температурных деформаций

Цель расчета заключается в определении удлинения корпуса и труб, температурных деформаций и проверка пригодности теплообменника с неподвижными трубными решетками. Расчетная схема температурных деформаций труб и корпуса теплообменника представлена на рис. 5.3 [2].

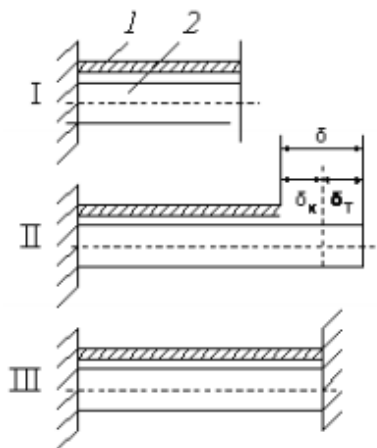


Рисунок 5.3– Схема температурных деформаций труб и корпуса

Методика расчета такова:

- Определение температурного усилия;
- Определение удлинения труб и кожуха;
- Определение температурных деформаций;
- Проверка применимости теплообменника.

Критерием применимости является прочность. Допускаемы температурные напряжения корпуса и труб при их рабочей температуре:

$$[\sigma]_T := 171 \quad \text{МПа}$$

$$[\sigma]_K := 156 \quad \text{МПа}$$

где  $[\sigma]_T$ ,  $[\sigma]_K$  – допускаемы напряжения при температуре стенок, МПа.

Для дальнейших расчетов необходимо рассчитать площадь поперечного сечения труб и корпуса:

$$F_T := n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{\text{нар}}^2 - d_{\text{вн}}^2) \quad F_T := 70 \cdot \frac{3.14}{4} \cdot (0.020^2 - 0.016^2) = 7.913 \times 10^{-3} \quad \text{м}^2$$

$$F_K := \frac{\pi}{4} \cdot (D_H^2 - D^2) \quad F_K := \frac{\pi}{4} \cdot (0.325^2 - 0.305^2) = 9.896 \times 10^{-3} \text{ м}^2$$

где  $F_T$  – площадь поперечного сечения труб, м<sup>2</sup>;

$F_K$  – площадь поперечного корпуса труб, м<sup>2</sup>.

Далее определяем температурное усилие по формуле 16 [2]:

$$Q_T := \frac{(\alpha_K \cdot t_K - \alpha_T \cdot t_T) \cdot E_T \cdot F_K \cdot F_T}{E_T \cdot F_T + E_K \cdot F_K}$$

$$Q_T = 1.532 \text{ МН}$$

где  $Q_T$  – осевое сжимающие усилие на кожух, МН.

Определим температурные напряжения, которые испытывают корпус и трубы по формулам 17 и 18 [2]:

$$\sigma_T := \frac{Q_T}{F_T} \quad \sigma_T := \frac{1.532}{7.913 \times 10^{-3}} = 193.605 \text{ МПа},$$

$$\sigma_K := \frac{Q_T}{F_K} \quad \sigma_K := \frac{1.532}{9.896 \times 10^{-3}} = 154.81 \text{ МПа}.$$

где  $\sigma_T$  – температурное напряжение трубы, МПа;

$\sigma_K$  – температурное напряжение корпуса, МПа.

Проверим применимость теплообменника:

$$\sigma_T \leq [\sigma_T] \quad \sigma_K \leq [\sigma_K]$$

$$193.605 > 171.0 \text{ МПа} \quad 154.810 > 151.0 \text{ МПа}.$$

Температурные напряжения в трубах и корпусе превышают допускаемые, следовательно, целесообразно применить теплообменник с плавающей головкой.

Параметры теплообменника представлены в табл. 5.2.

Таблица 5.2 – Параметры кожухотрубчатого теплообменника с плавающей головкой

Наружный диаметр кожуха, мм	Наружный диаметр труб, мм	Толщина стенки труб, мм	Число ходов по трубам	Общее число труб	Длина труб, мм	Поверхность теплообмена, м <sup>2</sup>
325	20	2	2	70	6000	26,4

### 5.3 Расчет толщины стенки эллиптической крышки

Цель расчета толщины крышки такая же, как и у расчета кожуха, определение минимальной толщины, которое выдержит крышка в рабочих условиях и испытаниях. Расчетная схема эллиптической крышки представлена на рис .5.4.

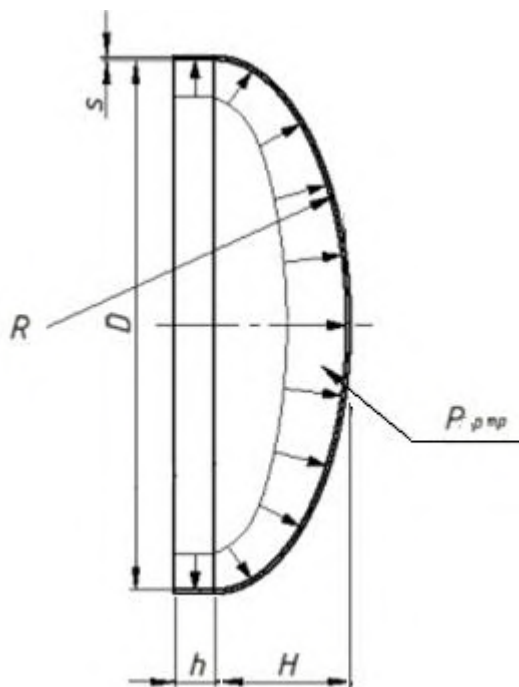


Рисунок 5.4– Расчетная схема эллиптической крышки

Критерием надежности, является прочность. Выражается через допускаемое давление:

$$|P| \geq P \quad \text{МПа}$$

Расчетное давление в трубном пространстве принимаем равным рабочему давлению:

$$P_{р.тр} := P_{тр} = 0.7 \quad \text{МПа}$$

где  $P_{р.тр}$ – расчетное давление трубного пространства, МПа;

$P_{тр}$  – внутренне избыточное давление, МПа;

Пробное давление, которое испытывает крышка, рассчитывается исходя из наименьшего отношения допускаемых напряжений, так как крышка выполнена из такого же материала, что и обечайка, то пробное давление:

$$P_{\text{и.тр}} := 1.25 \cdot P_{\text{р.тр}} \cdot \frac{[\sigma]_{20.}}{[\sigma]_{\text{р.}}} \quad P_{\text{и.тр.}} := 1.25 \cdot 0.7 \cdot \frac{196}{156} = 1.099 \quad \text{МПа}$$

где  $P_{\text{и.тр}}$  – пробное давление гидравлического испытания днища, МПа.

Для отбортованного днища, которое изготовлено из одной заготовки, коэффициент  $\varphi$  равен:

$$\varphi = 1,$$

где  $\varphi$  – коэффициент прочности сварного шва для крышки изготовлены из одной заготовки (штамповкой).

Высоту неотбортованной части крышки, согласно рекомендациями [13], принимаем равной 106 мм.

Найдем радиус в вершине крышки кривизны по формуле 45 [11]:

$$R := \frac{D^2}{4 \cdot H} \quad R := \frac{406^2}{4 \cdot 106} = 388.764 \quad \text{мм}$$

где  $R$  – радиус кривизны, мм.

Рассчитаем толщину стенки крышки по формуле 43 [11]:

$$S_1 := \max \left( \frac{P_{\text{р.тр}} \cdot R}{2 \cdot [\sigma]_{\text{р.}} \cdot \varphi - 0.5 \cdot P_{\text{р.тр}}}, \frac{P_{\text{и.тр}} \cdot R}{2 \cdot [\sigma]_{\text{и.}} \cdot \varphi - 0.5 \cdot P_{\text{и.тр.}}} \right)$$

$$S_1 := \max \left( \frac{0.7 \cdot 388.764}{2 \cdot 156 \cdot 1 - 0.5 \cdot 0.7}, \frac{1.099 \cdot 388.764}{2 \cdot 272.727 \cdot 1 - 0.5 \cdot 1.099} \right) = 0.873 \quad \text{мм}$$

где  $S_1$  – расчетная толщина эллиптической крышки, мм.

Исполнительная толщина с учетом прибавок:

$$S_{\text{к}} := \text{ceil}(S_1 + c) = 4 \quad \text{мм}$$

где  $S_{\text{к}}$  – исполнительная толщина эллиптической крышки, мм;

$c$  - общая прибавка (см. пункт 4.3 стр. 17), мм.

Минимальная толщина эллиптической крышки при наружном диаметре кожуха 325 мм равна 5 мм, согласно рекомендации [12]. Принимаем исполнительную толщину стенки крышки, согласно рекомендациям завода, для которого проектируется данный теплообменник, равной:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

$$S_K := 10 \text{ мм}$$

Толщина крышки должна быть не меньше толщины обечайки при  $\varphi = 1$ , поэтому толщину отбортовки принимаем также 10 мм.

Высоту отбортованной части рассчитываем по уравнению:

$$h_1 := \text{ceil}\left[0.8 \cdot \sqrt{D \cdot (S_K - c)}\right] \quad h_1 := \text{ceil}\left[0.8 \cdot \sqrt{406(10 - 3)}\right] = 43 \text{ мм}$$

где  $h_1$  – высота цилиндрической части, мм.

Согласно [13, табл. 1] основные размеры эллиптической крышки представлены в табл. 5.3.

Таблица 5.3 – Эллиптическая крышка

Высота отбортовки, мм	h=25
Объем крышки, м <sup>3</sup>	V=11.53
Высота крышки, мм	H=106
Масса крышки, кг	m=17.1

Допускаемое внутреннее избыточное давление вычисляют по формуле 44 [11]:

$$[p] := \frac{2 \cdot (S_K - c) \cdot \varphi \cdot [\sigma]_p}{R_e + 0.5 \cdot (S_K - c)} \quad [p] := \frac{2 \cdot (10 - 3) \cdot 1 \cdot 156}{388.764 + 0.5(10 - 3)} = 5.568 \text{ МПа}$$

$$[p] := \frac{2 \cdot (S_K - c) \cdot \varphi \cdot [\sigma]_{II}}{R_e + 0.5 \cdot (S_K - c)} \quad [p] := \frac{2 \cdot (10 - 3) \cdot 1 \cdot 272.727}{388.764 + 0.5(10 - 3)} = 9.734 \text{ МПа}$$

$$0.7 \leq 5.568 \text{ МПа}, 1.099 \leq 9.734 \text{ МПа}.$$

где  $[p]$  – допускаемое внутреннее избыточное давление в рабочих условиях и в условиях испытания, МПа.

Проверка условия применимости расчетных формул:

$$0.002 \leq \frac{S_{1.} - c}{D} \leq 0.100 \quad 0.002 \leq 0.017 \leq 0.100$$

$$0.2 \leq \frac{H}{D} \leq 0.5 \quad 0.2 \leq 0.261 \leq 0.5$$

Из условия отношения толщины стенки к диаметру и высоты крышки к диаметру следует, что расчетные формулы верны. При толщине стенки 10 мм обеспечивается прочность крышки, как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

## 5.4 Расчет толщины распределительной камеры

Распределительная камера – цилиндрическая обечайка, изготовлена из стали 09Г2С. Расчетная схема обечайки распределительной камеры представлена на рис. 5.5.

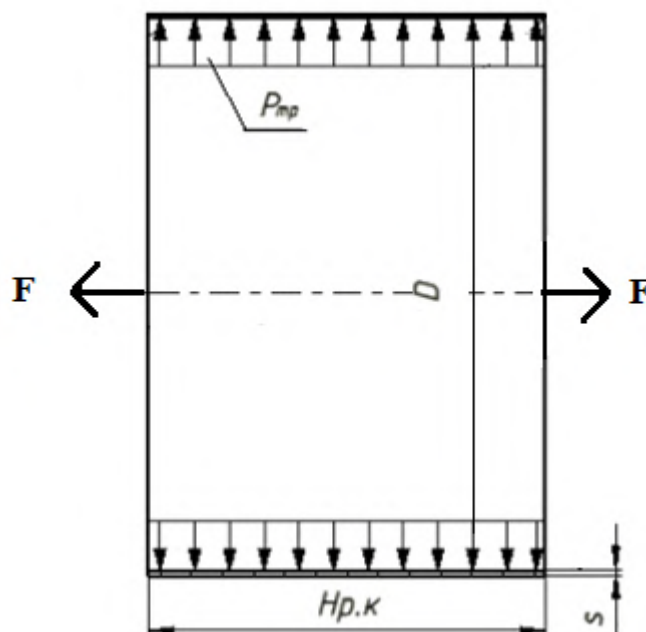


Рисунок 5.5– Расчетная схема обечайки распределительной камеры

Допускаемые напряжение такие же, как и у крышки, расчетное давление будет только создаваться трубным давлением:

$$P_{и.р.к} := 1.25 \cdot P_{тр.} \cdot \frac{[\sigma]_{20.}}{[\sigma]_p} \quad P_{и.р.к} := 1.25 \cdot 0.7 \cdot \frac{196}{156} = 1.099 \quad \text{МПа}$$

Так как распределительная камера представляет собой цилиндрическую обечайку, то расчет ее толщины стенки ведем аналогично по формулам, как и для кожуха.

$$S_{p.к} := \max \left( \frac{0.7 \cdot 305}{2 \cdot 156 \cdot 1 - 0.7}, \frac{1.099 \cdot 305}{2 \cdot 272.727 \cdot 1 - 1.099} \right) = 0.686 \quad \text{мм}$$

где  $S_{p.к}$  – расчетная толщина камеры, мм.

Исполнительная толщина распределительной камеры:

$$S_{рас.к} := \text{ceil}(S_{p.к} + c) = 4 \quad \text{мм}$$



где  $S_{\text{рас.к}}$  – исполнительная толщина стенки камеры, мм;

$s$  - общая прибавка (см. пункт 4.3 стр. 17), мм.

Принимаем толщину распределительной камеры, согласно рекомендациям завода, равной:

$$S_{\text{рас.к.}} := 10 \text{ мм}$$

Допускаемое осевое растягивающее усилие вычисляют по формуле 13 [12]:

$$F := \pi \cdot (D + s - c) \cdot (s - c) \cdot [\sigma]_p.$$

$$F := \pi \cdot (305 + 10 - 3) \cdot (10 - 3) \cdot 156 = 1.07 \times 10^6 \text{ Н}$$

Допускаемое давление:

$$[p]_r := \frac{2 \cdot (S_{\text{рас.к.}} - c) \cdot \varphi_p \cdot [\sigma]_p}{D + (S_{\text{рас.к.}} - c)} \quad [p]_{r..} := \frac{2 \cdot (10 - 3) \cdot 1 \cdot 156}{305 + (10 - 3)} = 7 \text{ МПа}$$

$$[p]_i := \frac{2 \cdot (S_{\text{рас.к.}} - c) \cdot \varphi_p \cdot [\sigma]_i}{D + (S_{\text{рас.к.}} - c)} \quad [p]_{i..} := \frac{2 \cdot (10 - 3) \cdot 1 \cdot 272.727}{305 + (10 - 3)} = 12.238 \text{ МПа}$$

$$0.7 \leq 7 \text{ МПа}, 1.099 \leq 12.238 \text{ МПа}$$

где  $[p]$  – допускаемое внутреннее избыточное давление в рабочих условиях и в условиях испытания, МПа.

Проверка условия применимости расчетных формул:

$$\frac{10 - 3}{305} \leq 0.1 \quad 0.02 \leq 0.1$$

При толщине стенки 10 мм обеспечивается прочность камеры, как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

## 5.5 Проверка необходимости укрепления отверстий

В соответствии с [17] проверим необходимость укрепления отверстий. В кожухотрубном теплообменнике имеются четыре отверстия под технологические штуцера. Расчет укрепления производится по принципу компенсации изъятого отверстием металла. Расчётная схема проходящего штуцера представлена на рис. 5.6.

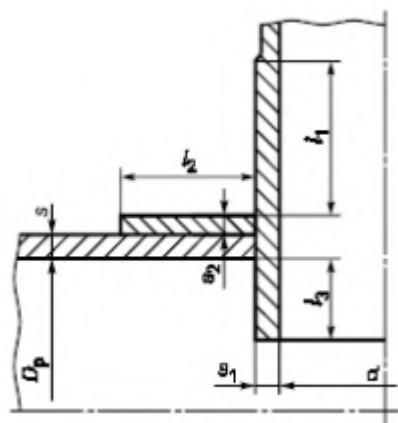


Рисунок 5.6 – Проходящий штуцер

Таблица 5.4 – Исходные данные для укрепления отверстий

Название величины	Размерность	Обозначение и значение
Внутренний диаметр укрепляемой оболочки	мм	$D_p=305$
Исполнительная толщина стенки оболочки	мм	$s=10$
Расчетная толщина кожуха	мм	$s_p = 0.098$
Расчетная толщина камеры	мм	$s_{p.k.} = 0.686$
Расчетное давление в камере и кожухе	МПа	$P_{p.мжт} = 0.1$ ; $P_{p.тр.} = 0.7$
Штуцера		
Внутренний диаметр штуцера	мм	$d_{вн.1,2} = 100$
Исполнительные толщины	мм	$s_1, = 6$ ; $s_3, = 6$ ; $s_2, = 0$ ;
Длины частей штуцера	мм	$l_1, = 120$ ; $l_2, = 0$ ; $l_3, = 0$ ;

Целью расчета укрепления отверстий заключается в определение предельного диаметра неукрепленного отверстия и сравнения его с расчетным

диаметром отверстия, если расчетный диаметр превышает предельный диаметр, то данное отверстие подлежит укреплению в целях компенсации возникающих напряжений в зоне отверстия. Расчетная схема штуцеров ввода/вывода обессоленной нефти представлена на рис. 5.7.

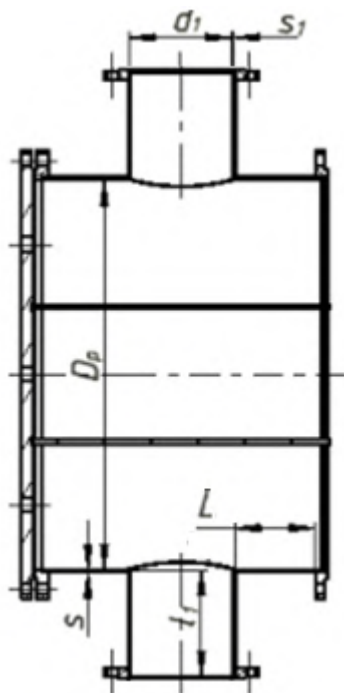


Рисунок 5.7 – Расчетная схема штуцеров ввода/вывода обессоленной нефти  
Допускаемые напряжения штуцеров, максимальное значение:

$$[\sigma]_1 := \max([\sigma]_{\text{н.}}, [\sigma]_{\text{р.}}) = 272.727 \text{ МПа}$$

где  $[\sigma]_1$  – допускаемые напряжения штуцеров, МПа.

Проверим необходимость укрепления штуцеров. Для отверстия, ось которого нормальна к оси укрепляемого элемента, расчетный диаметр рассчитывается по формуле 8 [17]:

$$d_{p1} := d_{\text{вн1.2.}} + 2 \cdot c \quad d_{p1} := 100 + 2 \cdot 3 = 106 \text{ мм}$$

где  $d_{p1.2}$  – расчетный диаметр круглого отверстия штуцера, мм.

Расчетная толщина штуцера рассчитывается согласно следующей формуле 16 [17]:

$$s_{1p} := \max \left( \frac{P_{\text{р.тр}} \cdot d_{p1.}}{2 \cdot [\sigma]_1 \cdot \varphi_p - P_{\text{р.тр}}}, \frac{P_{\text{н.тр}} \cdot d_{p1.}}{2 \cdot [\sigma]_1 \cdot \varphi_p - P_{\text{н.тр}}} \right)$$

$$s_{1p.} := \max\left(\frac{0.7 \cdot 106}{2 \cdot 272.727 \cdot 1 - 0.7}, \frac{1.099 \cdot 106}{2 \cdot 272.727 \cdot 1 - 1.099}\right) = 0.214 \quad \text{мм}$$

где  $s_{p1}$  – расчетные толщины штуцера, мм.

Расчетные длины внешней и внутренней частей круглого штуцера, участвующие в укреплении отверстий и учитываемые при расчете вычисляются по формулам 17 и 18 [17]:

$$l_{1p} := \min\left[l_1, 1.25 \sqrt{(d_{p1.} + 2 \cdot c) \cdot (s_{1.} - c)}\right]$$

$$l_{1p.} := \min\left[120, 1.25 \sqrt{(106 + 2 \cdot 3) \cdot (6 - 3)}\right] = 22.913 \quad \text{мм}$$

$$l_{2p} := \min\left[l_3, 0.5 \cdot \sqrt{(d_{p1.} + 2 \cdot c) \cdot (s_{3.} - 2c)}\right]$$

$$l_{2p.} := \min\left[0, 0.5 \cdot \sqrt{(106 + 2 \cdot 3) \cdot (6 - 2 \times 3)}\right] = 0 \quad \text{мм}$$

где  $l_{1p}$  – длина внешней части штуцера, мм;

$l_{2p}$  – длина внутренней части штуцера, мм.

Ширину зоны укрепления в обечайках, переходах и крышках вычисляют по формуле 19 [17]:

$$L_0 := \sqrt{D_p \cdot (s - c)} \quad L_{0.} := \sqrt{305 \cdot (10 - 3)} = 46.206 \quad \text{мм}$$

где  $L_0$  – ширина образующей оболочки в зоне укрепления, мм.

Данная ширина рассчитывается, чтобы узнать близко ли расположен штуцер к трубной решетке. Штуцера не считаются близко расположенными к трубной решетке, так как:

$$L_k = 120$$

где  $L_k$  – расстояния от стенки штуцера до фланца, мм.

Расчетную ширину накладного кольца вычисляют по формуле 22 [17]:

$$l_{3p} := \min\left[l_2, \sqrt{D_p \cdot (s_2 + s - c)}\right]$$

$$l_{3p.} := \min\left[0, \sqrt{305 \cdot (0 + 10 - 3)}\right] = 0 \quad \text{мм}$$

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

Так как штуцера изготовлены из той же стали, что и соответствующая обечайка, то отношения напряжений равны единицы:

$$\chi_1 := 1 \qquad \chi_2 := 1 \qquad \chi_3 := 1$$

где  $\chi_{1,2,3}$  – отношения напряжений.

При отсутствии избыточной толщины стенки укрепляемого элемента, расчетный диаметр отверстия вычисляют по формуле 24 [17]:

$$d_{0p} := 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)} \qquad d_{0p.} := 0.4 \cdot \sqrt{305 \cdot (10 - 3)} = 18.482 \quad \text{мм}$$

где  $d_{0p}$  – расчетный диаметр отверстия, не требующий укрепления, мм;

$D_p$  – расчетный диаметр цилиндрической обечайки, мм.

Проверим, влияют ли отверстия, находящиеся на распределительной камере, друг на друга. Для начала рассчитаем расстояние от штуцера к штуцеру как дугу окружности по следующему уравнению.

$$b_{1.2} := \frac{\pi \cdot r \cdot \alpha_y}{180} \qquad b_{1.2.} := \frac{\pi \cdot 152.5 \cdot 148.71}{180} = 395.811 \quad \text{мм}$$

где  $\alpha_y$  – угол, который находится исходя из эскиза, изображенного на рис. 5.8;

$b_{1.2}$  – минимальное расстояние между штуцерами, мм.

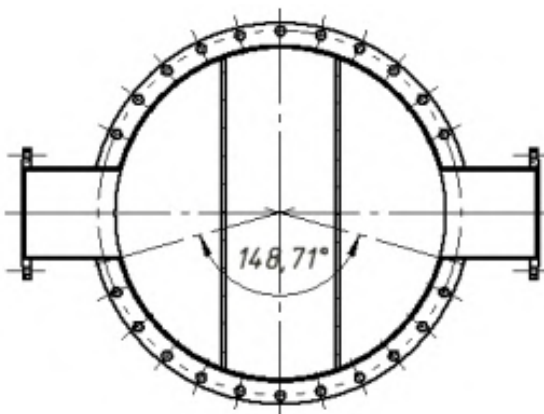


Рисунок 5.8 – Эскиз для определения взаимного влияния отверстий

Условие взаимовлияющих отверстий, вычисляется по формуле 25 [17]:

$$b_{1.2.} \geq \sqrt{D_p \cdot (s - c)} + \sqrt{D_p \cdot (s - c)}$$

$$395.811 \geq \sqrt{305 \cdot (10 - 3)} + \sqrt{305 \cdot (10 - 3)}$$

$$395.811 \geq 92.412 \quad \text{мм}$$

Расчетный диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда, вычисляют по формуле 26 [17]:

$$d_0 := 2 \cdot \left[ \left( \frac{s - c}{s_{p.k.}} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)}$$

$$d_0 := 2 \cdot \left[ \left( \frac{10 - 3}{0.686} \right) - 0.8 \right] \cdot \sqrt{305 \cdot (10 - 3)} = 869.051 \quad \text{мм}$$

где  $d_0$  – наибольший диаметр одиночного отверстия, не требующего дополнительного укрепления, мм.

Проверим требование дальнейших расчетов:

$$d_{вн.1,2} \leq d_0, \quad 100 \leq 869.051$$

Как видно из условия, нет необходимости укреплять отверстия оно укреплено за счет избыточной толщины штуцера и оболочки.

Проверим необходимость укрепления штуцеров ввода/вывода дизельного топлива. Расчетная схема штуцера ввода/вывода дизельного топлива представлена на рис. 5.9.

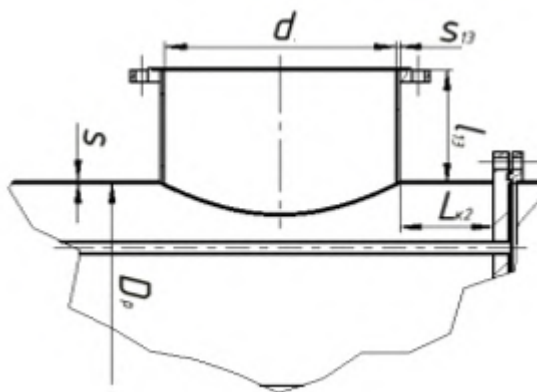


Рисунок 5.9 – Расчетная схема штуцера ввода/вывода дизельного топлива

Расчетный диаметр круглого отверстия штуцера:

$$d_{p3} := d_{вн1.2.} + 2 \cdot c \quad d_{p3.} := 100 + 2 \cdot 3 = 106 \text{ мм}$$

где  $d_{p3}$  – расчетный диаметр круглого отверстия штуцера, мм.

Расчетная толщина штуцера рассчитывается согласно следующей формуле 16 [17]:

$$s_{3p} := \max \left( \frac{P_{р.мжт.} \cdot d_{p3.}}{2 \cdot [\sigma]_1 \cdot \varphi_p - P_{р.мжт.}}, \frac{P_{и.мжт.} \cdot d_{p3.}}{2 \cdot [\sigma]_1 \cdot \varphi_p - P_{и.мжт.}} \right)$$

$$s_{3p.} := \max \left( \frac{0.1 \cdot 106}{2 \cdot 272.727 \cdot 1 - 0.1}, \frac{0.157 \cdot 106}{2 \cdot 272.727 \cdot 1 - 0.157} \right) = 0.031 \text{ мм}$$

где  $s_{p3}$  – расчетные толщины штуцера, мм.

Расчетные длины частей штуцеров для ввода/выводы дизельного топлива аналогичны, с длинами штуцеров ввода/вывода обессоленной нефти.

Отверстия под штуцера ввода/выводы дизельного топлива находятся далеко друг от друга, и взаимного влияния между ними нет.

Из всех расчетов ясно, что исполнительных толщин штуцеров и укрепляемой оболочки вполне хватает, чтобы компенсировать возникшие напряжения в зоне отверстия.

## 5.6 Фланцевые соединения

### 5.6.1 Подбор фланцев и прокладок для патрубков

Основные параметры, которые влияют на подбор фланцев, это рабочее давление и температура. Так как теплообменник работает с взрывоопасной средой, то согласно [14] выбираем фланцевое соединение с выступ-впадиной. На рис. 5.10 представлена конструкция фланца выступ-впадина.

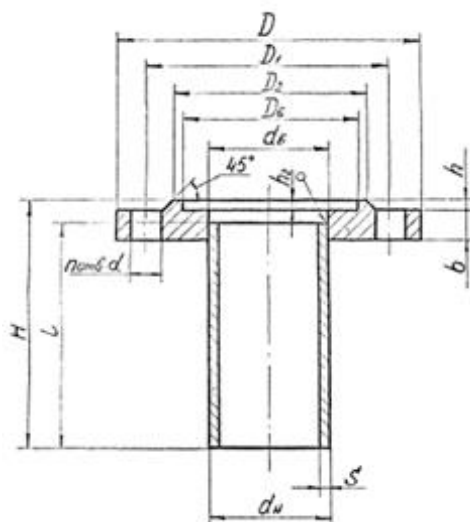


Рисунок 5.10- Фланец с впадиной на условное давление от 1 до 2,5 МПа

Таблица 5.5 - Основные параметры фланцев конструкции выступ-впадина.

$P_y$	$D_y$	$D$	$D_1$	$D_4$	$D_6$	$b$	$d$	$n$	$l$	$H$	$d_H$	$S$
2,5	100	230	190	149	190	21	22	8	120	183	108	6
2,5	100	230	190	149	190	21	22	8	120	183	108	6

В качестве прокладок применяется паронит (ПМБ) [15]. Паронит (ПМБ) применяется при давлениях ниже 5 МПа и температурах не выше 450°C. Основные размеры прокладки выбираются согласно [4, табл. 20.7].



## 5.6.2 Расчет на прочность и герметичность фланцевого соединения

Расчетная схема фланцевого соединения представлена на рис. 5.11.

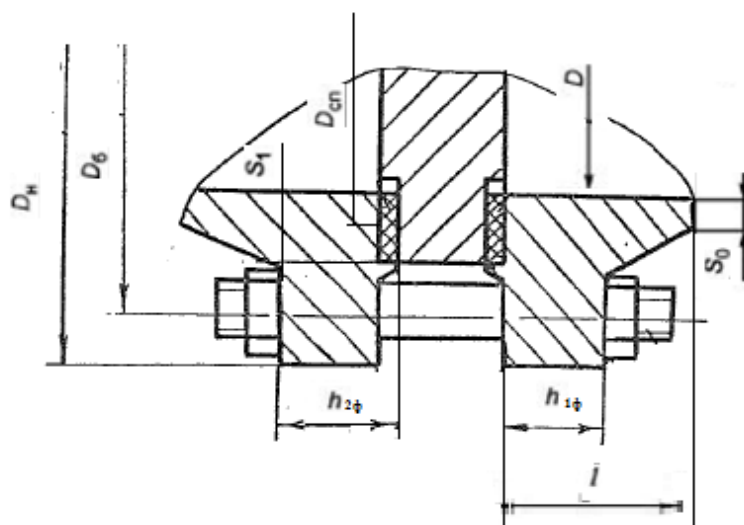


Рисунок 5.11 – Расчетная схема фланцевого соединения

Исходные данные для расчета даны в табл.5.6.

Таблица 5.6 – Исходные данные для расчета фланцевого соединения выступ-впадина

Название величины	Размерность	Введенное на схеме обозначение и его значение
Внутренний диаметр	мм	$D=305$
Диаметр болтовой окружности	мм	$D_б=430$
Наружный диаметр фланца	мм	$D_н=485$
Наружный диаметр прокладки	мм	$D_{нр}=363$
Расчетное давление в камере и кожухе	МПа	$P_{р.мжт} = 0.1; P_{р.тр.} = 0.7$
Толщина тарелки фланца	мм	$h_{1ф}=32$
Толщина края трубной решетки	мм	$h_{2ф}=36$
Ширина прокладки	мм	$b_{п}=14.5$
Толщина прокладки	мм	$h_{п}=2$
Расстояния между поверхностями фланцев	мм	$L_{ш0}=104$
Диаметр шпильки по резьбе	мм	$d_{п}=27$
Количество шпилек	мм	$n=16$

Целью расчета фланцевого соединения является подбор такого типа фланца и прокладки, при которых выполняются условия герметизации фланцевого

соединения и прочность в рабочих условиях и в условиях испытания. В качестве критериев надежности выступают прочность и герметичность:

- Допускаемое напряжение в шпильках при затяжке и в рабочих условия, МПа;
- Допускаемая нагрузка, действующая на прокладку при затяжке, МПа:
- Допускаемая статическая прочность в рабочих условиях и при затяжке, МПа:
- Допускаемый угол поворота фланцев, рад.

Исходя из выбора конструкционных материалов, фланцы изготовлены из стали 09Г2С. Расчетная температура фланца камеры и крышки в зависимости от температуры стенки камеры и крышки. Температура стенки распределительной камеры равна:

$$t_{p.k} := 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

где  $t_{p.k}$  – температура стенки камеры,  $^{\circ}\text{C}$ .

Температура фланца:

$$t_{\phi} := 0.96 \cdot t_{p.k} \quad t_{\phi} := 0.96 \cdot 150 = 144 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

где  $t_{\phi}$  – температура фланца крышки и распределительной камеры и крышки,  $^{\circ}\text{C}$ .

Температура трубной решетки:

$$t_p := 300 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

где  $t_p$  – температура трубной решетки,  $^{\circ}\text{C}$ .

В качестве крепежного элемента используются шпильки. Материал для шпилек принимаем сталь 35Х. Расчетную температуру шпилек примем от максимальной температуры соединяемых элементов:

$$t_{ш} := 0.85 \cdot t_p \quad t_{ш} := 0.82 \cdot 300 = 246 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

где  $t_{ш}$  – температура шпилек,  $^{\circ}\text{C}$ .

Определим допускаемое напряжение и модуль упругости для шпилек при затяжке и испытании при температуре  $20^{\circ}\text{C}$ :

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

$$[\sigma]_{\text{ш.}} := \frac{\sigma_{t20}}{n_t} \quad [\sigma]_{\text{ш}} := \frac{230}{2.8} = 82.143$$

где  $\sigma_{t20}$  - предел текучести шпилек, МПа;

$n_t$  – коэффициент запаса прочности шпилек;

$[\sigma]_{\text{ш}}$  – допускаемое напряжение для шпилек при затяжке и испытании, МПа.

Допускаемое напряжение для шпилек при затяжке в рабочих условиях и при расчете на условие испытания [14]:

$\xi = 1.2$  - коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке;

$K_p = 1$  - для рабочих условий;

$K_{\text{и}} = 1.35$  - для условий испытания;

$K_3 = 1$  - при обычной неконтролируемой затяжке;

$K_T = 1.3$  - при расчете фланцев с учетом нагрузки от температурных деформаций;

$$[\sigma]_{\text{м.ш}} := \xi \cdot K_p \cdot K_T \cdot K_3 \cdot [\sigma]_{\text{ш.}} \quad [\sigma]_{\text{м.ш.}} := 1.2 \cdot 1 \cdot 1.3 \cdot 82.143 = 128.143 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{\text{р.ш}} := K_{\text{и}} \cdot K_T \cdot K_3 \cdot [\sigma]_{\text{ш.}} \quad [\sigma]_{\text{р.ш.}} := 1.35 \cdot 1 \cdot 1.3 \cdot 82.143 = 144.161 \text{ МПа}$$

где  $[\sigma]_{\text{м.ш}}$  – допускаемое напряжение шпилек при затяжке, МПа;

$[\sigma]_{\text{р.ш}}$  – допускаемое напряжение шпилек в рабочих условиях и при расчете на условия испытания, МПа;

$$E_{\text{ш}} := 2.15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

где  $E_{\text{ш}}$  – модуль упругости шпилек, МПа.

При температуре испытания модуль упругости:

$$E_{\text{ш}20} := 2.15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

где  $E_{\text{ш}20}$  – модуль упругости шпилек при температуре испытания, МПа.

Коэффициент линейного расширения шпилек [14, табл. Ж.1]:

$$\alpha_{\text{ш}} := 12.4 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$$

где  $\alpha_{\text{ш}}$  – коэффициент линейного расширения шпилек, 1/К.

Допускаемое напряжение для трубной решетки при температуре 20С° и расчетной температуре:

$$[\sigma]_{\text{т.р}20} := 183 \text{ МПа} \quad [\sigma]_{\text{т.р}} := 134 \text{ МПа}$$

где  $[\sigma]_{\text{т.р}20}$ ,  $[\sigma]_{\text{т.р}}$  – допускаемые напряжение решетки, МПа.

Модуль упругости решетки при рабочей температуре и при температуре 20 С°:

$$E_{\text{т.р}20} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad E_{\text{т.р}} := 1.71 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

где  $E_{\text{т.р}}$ ,  $E_{\text{т.р}20}$  – модуль упругости решетки при рабочем условии и испытании, МПа.

Модуль упругости и допускаемое напряжение для фланца, изготовленного из стали 09Г2С ( $S \geq 32$  мм) при работе и испытании:

$$[\sigma]_{\phi 20} := 183 \text{ МПа} \quad [\sigma]_{\phi} := 154 \text{ МПа}$$

$$E_{\phi 20} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа} \quad E_{\phi} := 1.86 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Рассчитываем прокладку. Согласно [14, табл. И.1] характеристики для паронита (ПМБ) представлены в табл. 5.7.

Таблица 5.7– Характеристики прокладки

Прокладочный коэффициент	$m=2.5$
Удельное давление обжатия прокладки, МПа	$q_{\text{обж}}=20$
Допускаемое удельное давление, МПа	$[q]=130$
Коэффициент обжатия	$K_{\text{обж}}=0.9$
Условный модуль сжатия прокладки, МПа	$E_{\Pi}=0.02 * 10^5$

Рассчитаем эффективную ширину плоской прокладки, исходя из условия:

$$b_0 := \begin{cases} b_0 \leftarrow b_{\Pi} & \text{if } b_{\Pi} \leq 15 \\ b_0 \leftarrow \text{Ceil}(3.8 \sqrt{b_{\Pi}}, 1) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$b_0 = 14.5 \text{ мм}$$

где  $b_0$  – эффективная ширина прокладки, мм.

Расчетный диаметр плоских прокладок вычисляют по формуле 7 [14]:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

$$D_{\text{сп}} := D_{\text{нр}} - b_0$$

$$D_{\text{сп.}} := 363 - 14.5 = 348.5 \text{ мм}$$

где  $D_{\text{нр}}$  – наружный диаметр прокладки, мм.

Для обеспечения герметичности фланцевого соединения в рабочих условиях необходимое усилие рассчитывается из следующего условия:

$$R_{\Pi} := \begin{cases} (\pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot m \cdot P_{\text{р.мжт.}}) & \text{if } P_{\text{р.мжт.}} \geq 0 \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$R_{\Pi} = 3.969 \times 10^3 \text{ Н}$$

где  $R_{\Pi}$  – усилие на прокладке в рабочих условиях, Н.

При сжатии фланцев, прокладка испытывает усилие смятия по формуле 8 [14]:

$$P_{\text{обж}} := 0.5 \cdot \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot q_{\text{обж}} \quad P_{\text{обж.}} := 0.5 \cdot 3.14 \cdot 348.5 \cdot 14.5 \cdot 20 = 1.587 \times 10^5 \text{ Н}$$

где  $P_{\text{обж}}$  – усилие смятия, Н.

Рассчитаем площадь поперечного сечения шпильки. Согласно рекомендациям [16], всего отверстий во фланцах и трубной решетки под шпильки 16:

$$f_{\text{ш}} := 419 \text{ мм}^2$$

где  $f_{\text{ш}}$  – площадь поперечного сечения шпильки, мм<sup>2</sup>;

$d_{\text{ш}}$  – диаметр шпильки по резьбе, мм.

Суммарную площадь сечения шпилек по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра вычисляют по формуле 10 [14]:

$$A_{\text{ш}} := n \cdot f_{\text{ш}} \quad A_{\text{ш.}} := 16 \cdot 419 = 6.704 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

Равнодействующая нагрузка на прокладку от давления вычисляют по формуле 11 [14]:

$$Q := \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{сп}}^2 \cdot P_{\text{р.мжт.}} \quad Q := \frac{3.14}{4} \cdot 348.5^2 \times 0.1 = 9.534 \times 10^3 \text{ Н}$$

где  $Q$  – равнодействующая нагрузка от давления, Н.

Внешняя сила и изгибающий момент неизвестен, принимаем их равными нулю. Приведенную нагрузку, вызванную воздействием внешней силы и изгибающего момента, вычисляют по формуле 12 [14]:

$$Q_{SM} := \max \left( \left| F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}} \right|, \left| F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}} \right| \right)$$

$$Q_{SM.} := \max \left( \left| 0 + \frac{4 \cdot |0|}{348.5} \right|, \left| 0 - \frac{4 \cdot |0|}{348.5} \right| \right) = 0 \text{ Н}$$

где  $Q_{SM}$  – приведенная нагрузка, Н.

Рассчитаем податливость прокладки:

$$y_{п.} := \frac{h_{п.} \cdot K_{обж}}{E_{п.} \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_{п.}} \quad y_{п.} := \frac{2 \cdot 0.9}{0.02 \cdot 10^5 \cdot 348.5 \cdot 14.5 \cdot 3.14} = 5.672 \times 10^{-8} \text{ мм/Н}$$

где  $y_{п.}$  – податливость прокладки, мм/Н.

Для шпильки эффективная длина рассчитывается по следующей формуле:

$$L_{ш.} := L_{шо} + 0.56 \cdot d_{ш.} \quad L_{ш.} := 104 + 0.56 \cdot 30 = 120.8 \text{ мм}$$

где  $L_{ш.}$  – эффективная длина шпильки, мм;

$L_{шо}$  – расстояние между опорными поверхностями гайки и головки шпильки, мм;

Рассчитаем податливость шпилек:

$$y_{ш.} := \frac{L_{ш.}}{A_{ш.} \cdot E_{ш20}} \quad y_{ш.} := \frac{120.8}{6.704 \times 10^3 \cdot 2.15 \cdot 10^5} = 8.381 \times 10^{-8} \text{ мм/Н}$$

где  $y_{ш.}$  – податливость шпилек, мм/Н.

Расчетные параметры фланца. Длина втулки фланца:

$$l_0 := \sqrt{D \cdot s_0} \quad l_0 := \sqrt{305 \cdot 10} = 55.227 \text{ мм}$$

где  $l_0$  – длина втулки фланца, мм.

Для расчета коэффициентов ( $\beta_T$ ,  $\beta_U$ ,  $\beta_Y$ ,  $\beta_Z$ ) необходимо рассчитать коэффициент соотношения тарелки фланца:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

$$K := \frac{D_H}{D} \quad K := \frac{485}{305} = 1.59$$

где  $K$  – отношение наружного диаметра фланца к внутреннему.

Расчетные коэффициенты, которые зависят от соотношения размеров тарелки фланца и от соотношения размеров втулки для плоского фланца:

$$\beta_T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.67 \quad \beta_U := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 4.796$$

$$\beta_Y := \frac{1}{K - 1} \cdot \left( 0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{K^2 - 1} \right) = 4.399 \quad \beta_Z := \frac{(K^2 + 1)}{(K^2 - 1)} = 2.308$$

$$\beta_F := 0.72 \quad \beta_V := 0.18$$

где  $\beta_T, \beta_U, \beta_Y, \beta_Z$  – расчетные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца.

$\beta_F, \beta_V$  – расчетные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров втулки фланца;

Коэффициент увеличения изгибных напряжений приваренного встык фланца:

$$f = 1.3$$

где  $f$  – коэффициент увеличения изгибных напряжений приваренного встык фланца;

Коэффициент ( $\lambda_\Phi$ ):

$$\lambda_\Phi := \frac{\beta_F \cdot h_{1\Phi} + l_0}{l_0 \cdot \beta_T} + \frac{\beta_V \cdot h_{1\Phi}^3}{l_0 \cdot \beta_U \cdot s_0^2}$$

$$\lambda_\Phi := \frac{0.72 \cdot 32 + 55.227}{55.227 \cdot 1.67} + \frac{0.18 \cdot 32^3}{55.227 \cdot 4.796 \cdot 10^2} = 1.071$$

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

Рассчитаем угловую податливость фланцев:

При затяжке:

$$y_{\phi} := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{T.p20} \cdot \lambda_{\phi} \cdot l_0 \cdot s_0^2}$$

$$y_{\phi} := \frac{0.91 \cdot 0.18}{1.99 \times 10^5 \cdot 1.071 \cdot 55.227 \cdot 10^2} = 1.392 \times 10^{-10} \text{ мм/Н}$$

где  $y_{\phi}$  - угловая податливость фланцев при затяжке, мм/Н.

Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом:

$$y_{\text{фим}} := \left( \frac{\pi}{4} \right)^3 \cdot \frac{D_6}{E_{\phi 20} \cdot h_{1\phi}^3 \cdot D_H}$$

$$y_{\text{фим}} := \left( \frac{\pi}{4} \right)^3 \cdot \frac{430}{1.99 \times 10^5 \cdot 32^3 \cdot 485} = 6.587 \times 10^{-11} \text{ мм/Н}$$

где  $y_{\text{фим}}$  - угловая податливость фланцев нагруженных внешним изгибающим моментом, мм/Н.

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками, вычисляют по формуле:

$$C := \max \left[ 1, \sqrt{\frac{\pi \cdot D_6}{n \cdot \left( 2 \cdot d + \frac{6 \cdot h_{1\phi}}{m + 0.5} \right)}} \right]$$

$$C := \max \left[ 1, \sqrt{\frac{3.14 \cdot 430}{16 \cdot \left( 2 \cdot 30 + \frac{6 \cdot 32}{2.5 + 0.5} \right)}} \right] = 1$$

где  $C$  – коэффициент изгиба тарелки фланца, между шпильками.

Приведенный диаметр приварного встык фланца с конической втулкой равен:

$$D_{\text{фпр}} := D + s_0$$

$$D_{\text{фпр}} := 305 + 10 = 315 \text{ мм}$$

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72



где  $D_{\text{фпр}}$  – приведенный диаметр приварного встык фланца с конической втулкой, мм.

Коэффициент  $\zeta$ , зависящий от соотношения размеров конической втулки фланца  $\beta$  и  $x$ , определяют по графику [14, рис.Е1], или вычисляют по формуле:

$$\zeta := 1 + (\beta - 1) \cdot \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} = 1.667$$

где  $\beta$  – отношение толщины втулки в сечении  $S_1$  к толщине в сечении  $S_0$ ,  
 $x$  – относительная длина втулки фланца.

Эквивалентную толщину втулки фланца для плоского фланца:

$$S_9 := \zeta \cdot s_0 \quad S_9 := 1.667 \cdot 10 = 16.67 \text{ мм}$$

где  $S_9$  – эквивалентная толщина фланца, мм.

Плечо действия усилия в шпильках рассчитывается по формуле:

$$b := 0.5 \cdot (D_6 - D_{\text{сп}}) \quad b := 0.5 \cdot (430 - 348.5) = 40.75 \text{ мм.}$$

где  $b$  – плечо усилий, действующих в шпильках, мм.

От давления, действующего на фланец всех типов, плечо усилия равно:

$$y := 0.5 \cdot (D_{\text{сп}} - D - S_9) \quad y := 0.5 \cdot (348.5 - 305 - 16.67) = 13.415 \text{ мм}$$

где  $y$  – плечо усилий, действующее от давления, мм.

Для фланца коэффициент жесткости фланцевого соединения, которое нагружено внутренним давлением:

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\text{п.}} - 2 \cdot y \cdot y_{\text{ф.}} \cdot b}{y_{\text{п.}} + y_{\text{ш.}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\text{ф.}}}$$

$$\alpha := 1 - \frac{5.672 \times 10^{-8} - 2 \cdot 13.415 \cdot 1.392 \times 10^{-10} \cdot 40.75}{5.672 \times 10^{-8} + 8.381 \times 10^{-8} + 2 \cdot 40.75^2 \cdot 1.392 \times 10^{-10}} = 1.158$$

где  $\alpha$  – коэффициент жесткости фланцевого соединения.

Жесткость фланцевого соединения для плоского фланца:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

$$\gamma_{\Phi} := \frac{1}{y_{п.} + y_{ш.} \cdot \frac{E_{ш20}}{E_{ш}} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\Phi} \cdot \frac{E_{т.р20}}{E_{т.р}}} = 1.474 \times 10^6$$

где  $\gamma_{\Phi}$  – жесткость фланцевого соединения.

Под внешним изгибающим моментом коэффициент жесткости фланцевого соединения равен:

$$\alpha_{\text{м}} := \frac{y_{ш.} + 2 \cdot y_{\text{фим.}} \cdot b \cdot \left( b + y + \frac{y^2}{D_{\text{сп}}} \right)}{y_{ш.} + y_{п.} \cdot \left( \frac{D_6}{D_{\text{сп}}} \right)^2 + 2 \cdot y_{\text{фим.}} \cdot b^2}$$

$$\alpha_{\text{м.}} := \frac{8.381 \times 10^{-8} + 2 \cdot 6.587 \times 10^{-11} \cdot 40.75 \cdot \left( 40.75 + 13.415 - \frac{13.415^2}{348.5} \right)}{8.381 \times 10^{-8} + 5.672 \times 10^{-8} \cdot \left( \frac{430}{348.5} \right)^2 + 2 \cdot 6.587 \times 10^{-11} \cdot 40.75^2} = 0.956$$

где  $\alpha_{\text{м}}$  – коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом.

Коэффициенты линейного расширения фланца и решетки [14, табл. Ж.1]:

$$\alpha_{\Phi} := 13.1 \cdot 10^{-6} \quad 1/\text{К}$$

$$\alpha_{\text{р}} := 13.1 \cdot 10^{-6} \quad 1/\text{К}$$

где  $\alpha_{\text{р}}$  и  $\alpha_{\Phi}$  – коэффициент линейного расширения решетки и фланца, 1/К.

Нагрузка, которая вызвана стесненностью температурных деформаций для соединения фланца с трубной решеткой вычисляют по формуле 13 [14]:

$$Q_t := \gamma_{\Phi} \cdot [\alpha_{\Phi} \cdot h_{1\Phi} \cdot (t_{\Phi} - 20) + \alpha_{\text{р}} \cdot h_{2\Phi} \cdot (t_{\text{р}} - 20) - \alpha_{ш} \cdot (h_{1\Phi} + h_{2\Phi}) \cdot (t_{ш} - 20)]$$

$$Q_t = -9.632 \times 10^3 \text{ Н}$$

где  $Q_t$  - нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

Расчетная нагрузка на шпильки при затяжке вычисляют по формуле 17 [14]:

$$P_{61} := \max \left[ \begin{array}{l} \alpha \cdot (Q + F) + R_{\Pi} + \frac{4 \cdot \alpha_{\text{м.}} \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \\ \alpha \cdot (Q + F) + R_{\Pi} + \frac{4 \cdot \alpha_{\text{м.}} \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} - Q_t \end{array} \right]$$

$$P_{61.} := \max \left[ \begin{array}{l} 1.158 \cdot (9.534 \times 10^3 + 0) + 3.969 \times 10^3 + \frac{4 \cdot 0.956 \cdot |0|}{348.5} \\ 1.158 \cdot (9.534 \times 10^3 + 0) + 3.969 \times 10^3 + \frac{4 \cdot 0.956 \cdot |0|}{348.5} - (-9.632 \times 10^3) \end{array} \right]$$

$$P_{61.} = 2.464 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

где  $P_{61}$  – расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, Н.

Для обеспечения обжатия прокладки и минимального нажатия шпилек, расчетная нагрузка на шпильки определяется по формуле:

$$P_{62} := \max(P_{\text{обж.}}, 0.4 \cdot [\sigma]_{\text{т.р20}} \cdot A_{\text{ш.}})$$

$$P_{62.} := \max(1.587 \times 10^5, 0.4 \cdot 183 \cdot 6.704 \times 10^3) = 4.907 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

где  $P_{62}$  – расчетная нагрузка на шпильки для обжатия прокладки и минимального нажатия шпилек, Н.

При затяжке фланцевого соединения необходимо выбрать максимальное усилия из двух рассчитанных:

$$P_{6\text{м}} := \max(P_{61}, P_{62.}) \quad P_{6\text{м.}} := \max(2.464 \times 10^4, 4.907 \times 10^5) = 4.907 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

где  $P_{6\text{м}}$  – расчетная нагрузка при затяжке фланцев, Н.

В рабочих условиях расчетная нагрузка на шпильки вычисляется по формуле 18 [14]:

$$P_{6\text{р}} := P_{6\text{м.}} + (1 - \alpha) \cdot (Q + F) + Q_t \cdot \frac{4 \cdot (1 - \alpha_{\text{м.}}) \cdot |M|}{D_{\text{сп}}}$$

$$P_{\text{бр.}} := 4.907 \times 10^5 + (1 - 1.158) \cdot (9.534 \times 10^3 + 0) + (-9.632 \times 10^3) + \frac{4 \cdot (1 - 0.956) \cdot 0}{348.5}$$

$$P_{\text{бр.}} = 4.796 \times 10^5 \text{ Н}$$

где  $P_{\text{бр}}$  – расчетная нагрузка на шпильки в рабочих условиях, Н.

Проверим прочность шпилек и прокладки. Расчетные напряжения в шпильках при рабочих условиях и при затяжке вычисляют по формулам 19 и 20 [14]:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{б1}} &:= \frac{P_{\text{бм.}}}{A_{\text{ш.}}} & \sigma_{\text{б1.}} &:= \frac{4.907 \times 10^5}{6.704 \times 10^3} = 73.195 \text{ МПа} \\ \sigma_{\text{б2}} &:= \frac{P_{\text{бр.}}}{A_{\text{ш.}}} & \sigma_{\text{б2.}} &:= \frac{4.796 \times 10^5}{6.704 \times 10^3} = 71.539 \text{ МПа} \end{aligned}$$

где  $\sigma_{\text{б1}}$  – напряжение в шпильках при затяжке, МПа;

$\sigma_{\text{б2}}$  – напряжение в шпильках при рабочих условиях, МПа.

Условие прочности определяют:

$$\sigma_{\text{б1}} \leq [\sigma]_{\text{м,ш}} = 73.195 \leq 128.143 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\text{б1}} \leq [\sigma]_{\text{р,ш}} = 73.195 \leq 144.161 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{б2}} \leq [\sigma]_{\text{м,ш}} = 71.539 \leq 128.143 \text{ МПа,}$$

$$\sigma_{\text{б2}} \leq [\sigma]_{\text{р,ш}} = 71.539 \leq 144.161 \text{ МПа.}$$

Условия прочности при затяжке и в рабочих условиях выполняются.

Условие прочности прокладки (проверяется для мягких прокладок) определяют по формуле по формуле 23 [14]:

$$\begin{aligned} q_{\text{п}} &:= \frac{\max(P_{\text{бм.}}, P_{\text{бр.}})}{\pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\text{п}}} \\ q_{\text{п.}} &:= \frac{\max(4.907 \times 10^5, 4.796 \times 10^5)}{\pi \cdot 348.5 \cdot 14.5} = 30.91 \text{ МПа} \end{aligned}$$

где  $q_{\text{п}}$  – нагрузка, действующая на прокладку, МПа.

Допускаемое удельное давление  $[q_{\text{п}}]$  определяют согласно рекомендации [14, прил. И].

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

Проверим условие прочности прокладки:

$$q_n \leq [q_n] = 30.910 \leq 130 \text{ МПа}$$

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке, вычисляют по формулам 24[14]:

$$M_M := C \cdot P_{бм.} \cdot b \quad M_M := 1.4.907 \times 10^5 \cdot 40.75 = 2 \times 10^7 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

где  $M_M$  – расчетный изгибающий момент, Н·м.

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях, вычисляют по формуле 26 [14]:

$$M_p := C \cdot \max[P_{бр.} \cdot b + (Q + Q_{SM.}) \cdot y, |Q + Q_{SM.}| \cdot y] \quad M_p = 1.967 \times 10^7 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

где  $M_p$  – расчетный изгибающий момент при рабочих условиях, Н·м.

Меридиональное изгибное напряжение во втулке приварного встык фланца вычисляют по формулам 28 и 29 [14]:

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_1$ :

$$\sigma_{1M} := \frac{M_M}{\lambda_{ф.} \cdot (s_1 - c)^2 \cdot D_{фпр}}$$

$$\sigma_{1M.} := \frac{2 \times 10^7}{1.071 \cdot (48 - 3)^2 \cdot 315} = 29.276 \quad \text{МПа}$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_0$ :

$$\sigma_{0M} := f \cdot \sigma_{1M.} \quad \sigma_{0M.} := 1.3 \cdot 29.276 = 38.059 \quad \text{МПа}$$

Напряжения в тарелке приварного встык фланца в условиях затяжки вычисляют по формулам 31 и 32 [14]:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{RM} := \frac{1.33 \cdot h_{1ф} \cdot \beta_F + l_0}{\lambda_{ф.} \cdot h_{1ф}^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M.$$

$$\sigma_{RМ.} := \frac{1.33 \cdot 0.72 \cdot 32 + 55.227}{1.071 \cdot 32^2 \cdot 55.227 \cdot 305} \cdot 2 \times 10^7 = 92.968 \quad \text{МПа}$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{ТМ} := \frac{\beta_Y \cdot M_{М.}}{h_{1\phi}^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{RМ.}$$

$$\sigma_{ТМ.} := \frac{4.399 \cdot 2 \times 10^7}{32^2 \cdot 305} - 2.308 \cdot 92.968 = 67.128 \quad \text{МПа}$$

где  $\sigma_{RМ}$  – радиальное напряжение, МПа;

$\sigma_{ТМ}$  – окружное напряжение, МПа.

Меридиональные изгибные напряжения во втулке приварного встык фланца, в рабочих условиях вычисляют по формулам 34 и 35 [14]:

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_1$ :

$$\sigma_{1p} := \frac{M_p}{\lambda_{\phi} \cdot (s_1 - c)^2 \cdot D_{\phi пр}}$$

$$\sigma_{1p.} := \frac{1.967 \times 10^7}{1.071 \cdot (48 - 3)^2 \cdot 315} = 28.792 \quad \text{МПа}$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_0$ :

$$\sigma_{0p} := f \cdot \sigma_{1p.} \quad \sigma_{0p.} := 1.3 \cdot 28.792 = 37.43 \quad \text{МПа}$$

Меридиональные мембранные напряжения во втулке приварного встык фланца в рабочих условиях вычисляют по формулам 37 и 38 [14]:

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_1$ :

$$\sigma_{1mp} := \max \left[ \frac{Q + F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + s_1) \cdot (s_1 - c)}, \frac{Q + F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + s_1) \cdot (s_1 - c)} \right]$$

$$\sigma_{1\text{мр.}} := \max \left[ \frac{9.539 \times 10^3 + 0 + \frac{4 \cdot |0|}{348.5}}{\pi \cdot (305 + 48) \cdot (48 - 3)}, \frac{9.539 \times 10^3 + 0 - \frac{4 \cdot |0|}{348.5}}{\pi \cdot (305 + 48) \cdot (48 - 3)} \right] = 0.191 \text{ МПа}$$

-для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_0$ ,

$$\sigma_{0\text{мр}} := \max \left[ \frac{Q + F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D + s_0) \cdot (s_0 - c)}, \frac{Q + F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{\text{сп}}}}{\pi \cdot (D + s_0) \cdot (s_0 - c)} \right]$$

$$\sigma_{0\text{мр.}} := \max \left[ \frac{9.539 \times 10^3 + 0 + \frac{4 \cdot |0|}{348.5}}{\pi \cdot (305 + 10) \cdot (10 - 3)}, \frac{9.539 \times 10^3 + 0 - \frac{4 \cdot |0|}{348.5}}{\pi \cdot (305 + 10) \cdot (10 - 3)} \right] = 1.377 \text{ МПа}$$

Окружное мембранное напряжение во втулке от давления:

$$\sigma_{0\text{МО}} := \frac{D \cdot P_{\text{р.мжт}}}{2(s_0 - c)} \quad \sigma_{0\text{МО.}} := \frac{305 \cdot 0.1}{2(10 - 3)} = 2.179 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{1\text{р}}$  и  $\sigma_{0\text{р}}$  – меридиональные изгибные напряжения во втулке, МПа;

$\sigma_{1\text{мр}}$  и  $\sigma_{0\text{мр}}$  – меридиональные мембранные напряжения во втулке, МПа;

$\sigma_{0\text{МО}}$  – меридиональное окружное мембранное напряжение во втулке, МПа.

Напряжения в тарелке приварного встык фланца в рабочих условиях вычисляют по формулам 40 и 41 [14]:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{\text{Rp}} := \frac{1.33 \cdot h_{1\text{ф}} \cdot \beta_{\text{F}} + l_0}{\lambda_{\text{ф}} \cdot h_{1\text{ф}}^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_{\text{р.}}$$

$$\sigma_{\text{Rp.}} := \frac{(1.33 \cdot 0.72 \cdot 32 + 55.227)}{1.071 \cdot 32^2 \cdot 55.227 \cdot 305} \cdot 1.967 \times 10^7 = 91.434 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{\text{Tp}} := \frac{\beta_{\text{Y}} \cdot M_{\text{р.}}}{h_{1\text{ф}}^2 \cdot D} - \beta_{\text{Z}} \cdot \sigma_{\text{Rp.}}$$

$$\sigma_{Tp.} := \frac{4.399 \cdot 1.967 \times 10^7}{32^2 \cdot 305} - 2.308 \cdot 91.434 = 66.021 \quad \text{МПа}$$

где  $\sigma_{Rp}$  – радиальное напряжение в тарелке приварного встык фланца, МПа;

$\sigma_{Tp}$  – окружное напряжение в тарелке приварного встык фланца, МПа.

Проверим условие статической прочности фланцев. Зададимся условиями прочности.

Допускаемое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений:

$$[\sigma]_R := [\sigma] \cdot 3 \quad [\sigma]_R := 171.7 \cdot 3 = 515.1 \quad \text{МПа}$$

Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений:

$$[\sigma]_M := [\sigma] \cdot 1.5 \quad [\sigma]_M := 171.7 \cdot 1.5 = 257.55 \quad \text{МПа}$$

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_1$  условия статической прочности вычисляют по формулам 43 и 44 [14]:

- при затяжке:

$$\max(|\sigma_{1M.} + \sigma_{RM.}|, |\sigma_{1M.} + \sigma_{TM.}|) \leq K_T \cdot [\sigma]_M$$

$$121.974 \leq 334.88 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях:

$$\max(|\sigma_{1p.} - \sigma_{1mp.} + \sigma_{Rp.}|, |\sigma_{1p.} - \sigma_{1mp.} + \sigma_{Tp.}|, |\sigma_{1p.} + \sigma_{1mp.}|) \leq K_T \cdot [\sigma]_M$$

$$120.035 \leq 334.88 \text{ МПа}$$

где  $K_T = 1.3$  при расчете с учетом стесненности температурных деформаций;

$[\sigma]_M$  – допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений.

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении  $S_0$  условия статической прочности определяют по формулам 45 и 46 [14]:

- при затяжке:

$$\sigma_{0M.} \leq 1.3 \cdot [\sigma]_R$$



$$38.059 \leq 669.63 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях:

$$\max\left[\left|\sigma_{0p.} + \sigma_{0mp.}\right|, \left|0.3 \cdot \sigma_{0p.} + \sigma_{0m0.}\right|, \left|0.7 \cdot \sigma_{0p.} + (\sigma_{0mp.} - \sigma_{0m0.})\right|\right] \leq 1.3 \cdot [\sigma]_R$$

$$\max\left[\left|\sigma_{0p.} - \sigma_{0mp.}\right|, \left|0.3 \cdot \sigma_{0p.} - \sigma_{0m0.}\right|, \left|0.7 \cdot \sigma_{0p.} + (\sigma_{0mp.} - \sigma_{0m0.})\right|\right] \leq 1.3 \cdot [\sigma]_R$$

$$38.807 \leq 669.63 \text{ МПа},$$

$$36.053 \leq 669.63 \text{ МПа}$$

Для фланцев всех типов в сечении  $S_0$  должно выполняться условие рассчитанное по формуле 53 [14]:

$$\max\left(\left|\sigma_{0m0.}\right|, \left|\sigma_{0mp.}\right|\right) \leq [\sigma]$$

$$2.179 \leq 171.7 \text{ МПа}$$

Для тарелок приварных встык фланцев должны выполняться условия, рассчитанные по формулам 54 и 55 [14]:

- при затяжке:

$$\max(\sigma_{.Rm.}, \sigma_{.Tm.}) \leq K_T \cdot [\sigma]$$

$$84.322 \leq 223.21 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях:

$$\max(\sigma_{.Rp.}, \sigma_{.Tp.}) \leq K_T \cdot [\sigma]$$

$$92.968 \leq 223.21 \text{ МПа}$$

Угол поворота приварного встык фланца в рабочих условиях вычисляют по формуле 58 [14]:

$$\Theta := M_p \cdot y_{\phi} \cdot \frac{E_{\phi 20}}{E_{\phi}}$$

$$\Theta := 1.967 \times 10^7 \cdot 1.392 \times 10^{-10} \cdot \frac{(1.99 \cdot 10^5)}{(1.76 \cdot 10^5)} = 3.096 \times 10^{-3} \text{ рад}$$

где  $\Theta$  – рассчитанный угол поворота фланца.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		81

Допустимый угол зависит от внутреннего диаметра аппарат и для фланца, в соответствии с рекомендациями [14], он равен:

$$[\Theta] := 0.006 \text{ рад}$$

где  $[\Theta]$  – допускаемый угол поворота.

Условие герметичности

$$\theta \leq K_{\theta p} * [\theta] = 0.00310 \leq 1 * 0.006 \text{ МПа},$$

$$\theta \leq K_{\theta и} * [\theta] = 0.00310 \leq 1.3 * 0.006 \text{ МПа}.$$

где  $K_{\theta p}$  – коэффициент в рабочих условиях;

$K_{\theta и}$  – коэффициент в условиях испытания.

Исходя из проверки статической прочности и угла поворота фланцев, можно сделать вывод, что выбранные фланцы обеспечивают статическую прочность и герметичность в рабочих условиях, в условиях испытания и затяжке.

### 5.6.3 Расчёт фланцевого соединения на «плавающей головке»

Рассчитываем прокладку. Согласно [14, табл. И.1] характеристики для паронита (ПМБ) представлены в табл. 5.9. Расчётная схема фланцевого соединения на «плавающей головке» представлена на рис. 5.12.

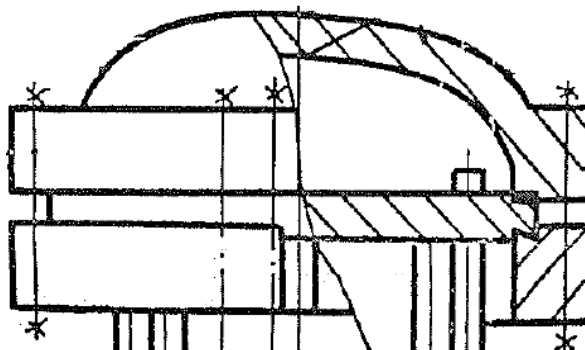


Рисунок 5.12- Фланцевое соединение на «плавающей головке»

Исходные данные для расчета даны в табл. 5.8.

Таблица 5.8 – Исходные данные для расчета фланцевого соединения на «плавающей головке»

Название величины	Размерность	Введенное на схеме обозначение и его значение
Внутренний диаметр	мм	$D=280$
Диаметр болтовой окружности	мм	$D_6=335$
Наружный диаметр фланца	мм	$D_H=370$
Диаметр середины прокладки	мм	$D_{сп}=288.5$
Толщина тарелки фланца	мм	$h_{1\phi}=60$
Толщина крышки	мм	$s_o=12$
Ширина прокладки	мм	$b_{п}=11.5$
Толщина прокладки	мм	$h_{п}=2$
Диаметр шпильки по резьбе	мм	$d_{п}=18$
Количество шпилек	мм	$n=12$

Таблица 5.9– Характеристики прокладки

Прокладочный коэффициент	$m=2.5$
Удельное давление обжатия прокладки, МПа	$q_{обж}=20$
Допускаемое удельное давление, МПа	$[q]=130$
Коэффициент обжатия	$K_{обж}=0.9$
Условный модуль сжатия прокладки, МПа	$E_{п}=0.02 \cdot 10^5$

Рассчитаем эффективную ширину плоской прокладки исходя из условия:

$$b_0 := \begin{cases} b_0 \leftarrow b_{\text{п.}} & \text{if } b_{\text{п.}} \leq 15 \\ b_0 \leftarrow \text{Ceil}(3.8 \sqrt{b_{\text{п.}}}, 1) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$b_0 = 11.5 \quad \text{мм}$$

где  $b_0$  – эффективная ширина прокладки, мм.

Расчетный диаметр плоских прокладок вычисляют по формуле 7 [14]:

$$D_{\text{сп}} := D_{\text{нр}} - b_0 \qquad D_{\text{сп.}} := 300 - 11.5 = 288.5 \quad \text{мм}$$

где  $D_{\text{нр}}$  – наружный диаметр прокладки, мм.

Для обеспечения герметичности фланцевого соединения в рабочих условиях необходимое усилие, но в случае расчета на действие наружного давления принимают:

$$R_{\text{п.}} := 0$$

где  $R_{\text{п}}$  – усилие на прокладке в рабочих условиях, Н.

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке, вычисляют по формуле 8 [14]:

$$P_{\text{обж}} := 0.5 \cdot \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot q_{\text{обж}} \qquad P_{\text{обж.}} := 0.5 \cdot 3.14 \cdot 288.5 \cdot 11.5 \cdot 20 = 1.042 \times 10^5 \quad \text{Н}$$

где  $P_{\text{обж}}$  – усилие смятия, Н.

Рассчитаем площадь поперечного сечения шпильки. Согласно рекомендациям [16], всего отверстий во фланцах и трубной решетки под шпильки 12:

$$f_{\text{ш}} := 141 \quad \text{мм}^2$$

где  $f_{\text{ш}}$  – площадь поперечного сечения шпильки, мм<sup>2</sup>;

$d_{\text{ш}}$  – диаметр шпильки по резьбе, мм.

Суммарную площадь сечения шпилек по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра вычисляют по формуле 10 [14]:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		84

$$A_{\text{ш}} := n \cdot f_{\text{ш}} \quad A_{\text{ш.}} := 12 \cdot 141 = 1.692 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

Равнодействующую нагрузку на прокладку от давления вычисляют по формуле 11 [14]:

$$Q_{\cdot} := \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{сп}}^2 \cdot P_{\text{р.мжт.}} \quad Q_{\cdot\cdot} := \frac{3.14}{4} \cdot 288.5^2 \times 0.1 = 6.534 \times 10^3 \text{ Н}$$

где  $Q$  – равнодействующая нагрузка от давления, Н.

Внешняя сила и изгибающий момент неизвестны, принимаем их равными нулю. Приведенную нагрузку, вызванную воздействием внешней силы и изгибающего момента, вычисляют по формуле 12 [14]:

$$Q_{\text{SM}} := \max \left( \left| F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \right|, \left| F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \right| \right)$$

$$Q_{\text{SM.}} := \max \left( \left| 0 + \frac{4 \cdot |0|}{288.5} \right|, \left| 0 - \frac{4 \cdot |0|}{288.5} \right| \right) = 0 \text{ Н}$$

где  $Q_{\text{SM}}$  – приведенная нагрузка, Н.

Рассчитаем податливость прокладки:

$$y_{\text{п}} := \frac{h_{\text{п}} \cdot K_{\text{обж}}}{E_{\text{п}} \cdot \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\text{п.}}} \quad y_{\text{п.}} := \frac{2 \cdot 0.9}{0.02 \cdot 10^5 \cdot 288.5 \cdot 11.5 \cdot 3.14} = 8.639 \times 10^{-8} \text{ мм/Н}$$

где  $y_{\text{п}}$  – податливость прокладки, мм/Н.

Для шпильки эффективная длина рассчитывается по следующей формуле:

$$L_{\cdot\text{ш}} := L_{\text{ш20}} + 0.56 \cdot d_{\text{ш}} \quad L_{\cdot\text{ш.}} := 130 + 0.56 \cdot 18 = 140.08 \text{ мм}$$

где  $L_{\text{ш}}$  – эффективная длина шпильки, мм;

$L_{\text{шо}}$  – расстояние между опорными поверхностями гайки и головки шпильки, мм.

Рассчитаем податливость шпилек:

$$y_{\text{ш}} := \frac{L_{\cdot\text{ш.}}}{A_{\cdot\text{ш.}} \cdot E_{\text{ш20}}} \quad y_{\text{ш.}} := \frac{140.08}{1.692 \times 10^3 \cdot 2.15 \cdot 10^5} = 3.851 \times 10^{-7} \text{ мм/Н}$$

где  $y_{\text{ш}}$  – податливость шпильки, мм/Н.

Параметр сферической неотбортованной крышки вычисляют по формуле:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		85

$$\lambda_1 := \frac{h_{1\phi}}{D} \cdot \sqrt{\frac{R_c}{s_0}} \qquad \lambda_{1.} := \frac{60}{280} \cdot \sqrt{\frac{112}{12}} = 0.655$$

где  $R_c$  - усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения, Н;

$s_0$  - исполнительная толщина стенки крышки, мм.

Коэффициент сферической неотбортованной крышки по формуле:

$$\omega_1 := \frac{1}{1 + 1.285 \cdot \lambda_{1.} + 1.63 \cdot \lambda_{1.} \cdot \left(\frac{h_{1\phi}}{s_0}\right)^2 \cdot \log\left(\frac{D_H}{D}\right)}$$

$$\omega_{1.} := \frac{1}{1 + 1.285 \cdot 0.655 + 1.63 \cdot 0.655 \cdot \left(\frac{60}{12}\right)^2 \cdot \log\left(\frac{370}{280}\right)} = 0.197$$

Угловую податливость фланца со сферической неотбортованной крышкой вычисляют по формуле:

$$y_{кр} := \frac{[1 - \omega_{1.} \cdot (1 + 1.285 \cdot \lambda_{1.})]}{E_{кр20} \cdot h_{1\phi}^3} \cdot \frac{D_H + D}{D_H - D}$$

$$y_{кр} := \frac{[1 - 0.197 \cdot (1 + 1.285 \cdot 0.655)]}{1.99 \cdot 10^5 \cdot 60^3} \cdot \frac{370 + 280}{370 - 280} = 1.071 \times 10^{-10} \quad \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

где  $y_{кр}$  - угловая податливость фланцев нагруженных внешним изгибающим моментом, мм/Н

Параметр длины обечайки вычисляют по формуле:

$$l_{0.} := \sqrt{D \cdot s_0} \qquad l_{0.} := \sqrt{280 \cdot 12} = 57.966 \quad \text{мм}$$

где  $l_0$  - длина обечайки, мм.

Для расчета коэффициентов ( $\beta_T, \beta_U, \beta_Y, \beta_Z$ ) необходимо рассчитать коэффициент соотношения тарелки фланца:

$$K := \frac{D_H}{D} \quad K := \frac{370}{280} = 1.321$$

где  $K$  – отношение наружного диаметра фланца к внутреннему.

Расчетные коэффициенты, которые зависят от соотношения размеров тарелки фланца и от соотношения размеров втулки для плоского фланца:

$$\beta_T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.787 \quad \beta_U := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 7.828$$

$$\beta_Y := \frac{1}{K - 1} \cdot \left( 0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{K^2 - 1} \right) = 7.187 \quad \beta_Z := \frac{(K^2 + 1)}{(K^2 - 1)} = 3.68$$

Коэффициенты  $\beta_F, \beta_V$  для фланцевых соединений с плоскими фланцами равны:

$$\beta_F := 0.91 \quad \beta_V := 0.55$$

где  $\beta_T, \beta_U, \beta_Y, \beta_Z$  – расчетные коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца.

$\beta_F, \beta_V$  – расчетные коэффициенты.

Коэффициент увеличения изгибных напряжений приваренного встык фланца:

$$f = 1$$

где  $f$  – коэффициент увеличения изгибных напряжений приваренного встык фланца.

Коэффициент ( $\lambda_\Phi$ ) вычисляют по формуле:

$$\lambda_\Phi := \frac{\beta_F \cdot h_{1\Phi} + l_0}{l_0 \cdot \beta_T} + \frac{\beta_V \cdot h_{1\Phi}^3}{l_0 \cdot \beta_U \cdot s_0^2}$$

$$\lambda_{\Phi} := \frac{0.91 \cdot 60 + 57.966}{57.966 \cdot 1.787} + \frac{0.55 \cdot 60^3}{57.966 \cdot 7.828 \cdot 12^2} = 2.905$$

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87

Рассчитаем угловую податливость фланцев:

Угловая податливость фланца (полукольца)  $y_{\phi}$  принимается равной нулю.

Угловая податливость фланца, нагруженного внешним изгибающим моментом:

$$y_{\phi_{\text{им}}} := \left( \frac{\pi}{4} \right)^3 \cdot \frac{D_{\phi}}{E_{\phi 20} \cdot h_{1\phi}^3 \cdot D_H}$$

$$y_{\phi_{\text{им}}} := \left( \frac{\pi}{4} \right)^3 \cdot \frac{335}{1.99 \times 10^5 \cdot 60^3 \cdot 370} = 1.02 \times 10^{-11} \quad \text{мм/Н}$$

где  $y_{\phi_{\text{им}}}$  - угловая податливость фланцев нагруженных внешним изгибающим моментом, мм/Н.

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками, вычисляют по формуле:

$$C_{..} := \max \left[ 1, \sqrt{\frac{\pi \cdot D_{\phi}}{n \cdot \left( 2 \cdot d + \frac{6 \cdot h_{1\phi}}{m + 0.5} \right)}} \right] \quad C_{...} := \max \left[ 1, \sqrt{\frac{3.14 \cdot 335}{12 \cdot \left( 2 \cdot 20 + \frac{6 \cdot 60}{2.5 + 0.5} \right)}} \right] = 1$$

где  $C$  – коэффициент изгиба тарелки фланца, между шпильками.

Приведенный диаметр плоского фланца:

$$D_{\phi_{\text{пр}}} := D_{..} = 280 \quad \text{мм}$$

где  $D_{\phi_{\text{пр}}}$  – приведенный диаметр, мм.

Эквивалентную толщину плоских фланцев вычисляют по формуле:

$$s_3 := s_0$$

где  $s_3$  – эквивалентная толщина плоского фланца, мм.

Для плоских фланцев плечо действия усилия в шпильки рассчитывается по формуле:



$$b := 0.5 \cdot (D_6 - D_{\text{сп}}) \quad b := 0.5 \cdot (335 - 288.5) = 23.25 \text{ мм}$$

где  $b$  – плечо усилий, действующих в шпильки, мм.

От давления, действующего на фланец всех типов, плечо усилия равно:

$$y_{\cdot} := 0.5 \cdot (D_{\text{сп}} - D - S_{\text{э.}}) \quad y_{\cdot\cdot} := 0.5 \cdot (288.5 - 280 - 12) = -1.75 \text{ мм}$$

где  $y$  – плечо усилий, действующее от давления, мм.

Для плоского фланца коэффициент жесткости фланцевого соединения, которое нагружено внутренним давлением:

$$\alpha_{\cdot} := 1 - \frac{y_{\text{п.}} - (y_{\text{ф.}} \cdot y + y_{\text{кр.}} \cdot b) \cdot b}{y_{\text{п.}} + y_{\text{ш.}} + b^2 \cdot (y_{\text{ф.}} + y_{\text{кр.}})}$$

$$\alpha_{\cdot} := 1 - \frac{8.639 \times 10^{-8} - (0 \cdot 1.75 + 1.071 \times 10^{-10} \cdot 23.25) \cdot 23.25}{8.639 \times 10^{-8} + 3.851 \times 10^{-7} + 23.25^2 \cdot (0 + 1.071 \times 10^{-10})} = 0.946$$

где  $\alpha$  – коэффициент жесткости фланцевого соединения.

Жесткость фланцевого соединения для плоского фланца:

$$\gamma_{\text{кр.}} := \frac{1}{y_{\text{п.}} + y_{\text{ш.}} \cdot \frac{E_{\text{ш20}}}{E_{\text{ш}}} + \left( y_{\text{ф.}} \cdot \frac{E_{\text{ф20}}}{E_{\text{ф}}} + y_{\text{кр.}} \cdot \frac{E_{\text{кр20}}}{E_{\text{кр}}} \right) \cdot b^2}$$

$$\gamma_{\text{кр.}} := \frac{1}{8.639 \times 10^{-8} \cdot 3.851 \times 10^{-7} \cdot \frac{2.15 \times 10^5}{2.15 \times 10^5} + \left( 0 \cdot \frac{1.99 \cdot 10^5}{1.86 \cdot 10^5} + 1.071 \times 10^{-10} \cdot \frac{1.99 \cdot 10^5}{1.86 \cdot 10^5} \right) \cdot 23.25^2}$$

$$\gamma_{\text{кр.}} = 1.614 \times 10^7$$

где  $\gamma_{\text{кр}}$  – жесткость фланцевого соединения.

Под внешним изгибающим моментом коэффициент жесткости фланцевого соединения равен:

$$\alpha_{\text{м.}} := \frac{y_{\text{ш.}} + 2 \cdot y_{\text{фим.}} \cdot b \cdot \left( b + y - \frac{y^2}{D_{\text{сп}}} \right)}{y_{\text{ш.}} + y_{\text{п.}} \cdot \left( \frac{D_6}{D_{\text{сп}}} \right)^2 + 2 \cdot y_{\text{фим.}} \cdot b^2}$$

$$\alpha_{\text{м.}} := \frac{3.851 \times 10^{-7} + 2 \cdot 1.02 \times 10^{-11} \cdot 23.25 \cdot \left( 23.25 + 1.75 - \frac{1.75^2}{288.5} \right)}{3.851 \times 10^{-7} + 8.639 \times 10^{-8} \cdot \left( \frac{335}{288.5} \right)^2 + 2 \cdot 1.02 \times 10^{-11} \cdot 23.25^2} = 0.774$$

где  $\alpha_{\text{м.}}$  – коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внешним изгибающим моментом.

Коэффициенты линейного расширения фланца и решетки [14, табл. Ж.1]:

$$\alpha_{\text{ф.}} := 13.1 \cdot 10^{-6} \quad 1/\text{К}$$

$$\alpha_{\text{р}} := 13.1 \cdot 10^{-6} \quad 1/\text{К}$$

где  $\alpha_{\text{р}}$  и  $\alpha_{\text{ф}}$  – коэффициент линейного расширения решетки и фланца, 1/К.

Нагрузка, которая вызвана стесненностью температурных деформаций для соединения фланца с крышкой вычисляют по формуле 15 [14]:

$$Q_{\text{т.}} := \gamma_{\text{кр}} \cdot [\alpha_{\text{ф.}} \cdot h_{1\text{ф.}} \cdot (t_{\text{ф.}} - 20) + \alpha_{\text{р.}} \cdot h_{\text{кр.}} \cdot (t_{\text{р.}} - 20) - \alpha_{\text{ш.}} \cdot (h_{1\text{ф.}} + h_{\text{кр.}}) \cdot (t_{\text{ш.}} - 20)]$$

$$Q_{\text{т.}} = 3.132 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

где  $Q_{\text{т}}$  – нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций.

Расчетная нагрузка на шпильки при затяжке:

$$P_{61} := \max \left[ \begin{array}{l} \alpha \cdot (Q + F) + R_{\text{п}} + \frac{4 \cdot \alpha_{\text{м.}} \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \\ \alpha \cdot (Q + F) + R_{\text{п}} + \frac{4 \cdot \alpha_{\text{м.}} \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} - Q_{\text{т.}} \end{array} \right]$$

$$P_{.61} := \max \left[ \begin{array}{l} 0.946 \cdot (6.534 \times 10^3 + 0) + 0 + \frac{4 \cdot 0.774 \cdot |0|}{288.5} \\ 0.946 \cdot (6.534 \times 10^3 + 0) + 0 + \frac{4 \cdot 0.774 \cdot |0|}{288.5} - 3.132 \times 10^4 \end{array} \right]$$

$$P_{.61} = 6.181 \times 10^3 \text{ Н}$$

где  $P_{.61}$  – расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, Н.

Для обеспечения обжатия прокладки и минимального нажатия шпилек, расчетная нагрузка на шпильки определяется по формуле:

$$P_{.62} := \max(P_{\text{обж.}}, 0.4 \cdot [\sigma]_{\text{т.р20}} \cdot A_{\text{ш.}})$$

$$P_{.62} := \max(1.042 \times 10^5, 0.4 \cdot 183 \cdot 1.692 \times 10^3) = 1.239 \times 10^5 \text{ Н}$$

где  $P_{.62}$  – расчетная нагрузка на шпильки для обжатия прокладки и минимального нажатия шпилек, Н.

Расчетную нагрузку на шпильки фланцевых соединений вычисляют по формуле 17 [14]:

$$P_{.6м.} := \max(P_{.61}, P_{.62.}) \quad P_{.6м.} := \max(6.181 \times 10^3, 1.239 \times 10^5) = 1.239 \times 10^5 \text{ Н}$$

где  $P_{.6м.}$  – расчетная нагрузка при затяжке фланцев, Н.

В рабочих условиях расчетная нагрузка на шпильки вычисляют по формуле 18 [14]:

$$P_{.6р.} := P_{.6м.} + (1 - \alpha) \cdot (Q + F) + Q_t \cdot \frac{4 \cdot (1 - \alpha_{м.}) \cdot |M|}{D_{\text{сп}}}$$

$$P_{.6р.} := 1.239 \times 10^5 + (1 - 0.946) \cdot (6.534 \times 10^3 + 0) + 3.132 \times 10^4 + \frac{4 \cdot (1 - 0.774) \cdot 0}{288.5}$$

$$P_{.6р.} = 1.556 \times 10^5 \text{ Н}$$

где  $P_{.6р.}$  – расчетная нагрузка на шпильки в рабочих условиях, Н.

Проверим прочность шпильки и прокладки. Расчетные напряжения в шпильках при рабочих условиях и при затяжке:

$$\sigma_{61} := \frac{P_{6м.}}{A_{ш.}} \quad \sigma_{61.} := \frac{1.239 \times 10^5}{1.692 \times 10^3} = 73.227 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{62} := \frac{P_{6р.}}{A_{ш.}} \quad \sigma_{62.} := \frac{1.556 \times 10^5}{1.692 \times 10^3} = 91.962 \quad \text{МПа}$$

где  $\sigma_{61}$  – напряжение в шпильках при затяжке, МПа;

$\sigma_{62}$  – напряжение в шпильках при рабочих условиях, МПа.

Условие прочности:

$$\sigma_{61} \leq [\sigma]_{м,ш.} = 73.227 \leq 128.143 \quad \text{МПа},$$

$$\sigma_{61} \leq [\sigma]_{р,ш.} = 73.227 \leq 144.161 \quad \text{МПа}.$$

$$\sigma_{62} \leq [\sigma]_{м,ш.} = 91.962 \leq 128.143 \quad \text{МПа},$$

$$\sigma_{62} \leq [\sigma]_{р,ш.} = 91.962 \leq 144.161 \quad \text{МПа}.$$

Условия прочности при затяжке и в рабочих условиях выполняются.

Условие прочности прокладки (проверяется для мягких прокладок) определяют по формуле по формуле 23 [14]:

$$q_{п.} := \frac{\max(P_{6м.}, P_{6р.})}{\pi \cdot D_{сп} \cdot b_{п.}}$$

$$q_{п.} := \frac{\max(1.239 \times 10^5, 1.556 \times 10^5)}{\pi \cdot 288.5 \cdot 11.5} = 14.928 \quad \text{МПа}$$

где  $q_{п.}$  – нагрузка, действующая на прокладку, МПа.

Допускаемое удельное давление  $[q_{п.}]$  определяют согласно рекомендации [14, прил. И].

Проверим условие прочности прокладки:

$$q_{п.} \leq [q_{п.}] = 14.928 \leq 130 \quad \text{МПа}$$

Рассчитаем плоские фланцы на статическую прочность. Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец при затяжке, вычисляют по формуле 24 [14]:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		92

$$M_{.M} := C \cdot P_{6M} \cdot b \quad M_{.M} := 1 \cdot 1.239 \times 10^5 \cdot 23.25 = 2.881 \times 10^6 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

где  $M_M$  – расчетный изгибающий момент, Н·м.

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях, вычисляют по формуле 26 [14]:

$$M_p := C \cdot \max[P_{6p} \cdot b + (Q + Q_{SM}) \cdot y, |Q + Q_{SM}| \cdot y]$$

$$M_p = 3.629 \times 10^6 \quad \text{Н} \cdot \text{м}$$

где  $M_p$  – расчетный изгибающий момент при рабочих условиях, Н·м.

Меридиональные изгибные напряжения в обечайке (трубе) плоского фланца вычисляют по формуле 30 [14]:

- для плоских фланцев:

$$\sigma_{.1M} := \frac{M_{.M}}{\lambda_{\Phi} \cdot (s_0 - c)^2 \cdot D_{\Phi \text{пр}}}$$

$$\sigma_{.1M} := \frac{2.881 \times 10^6}{2.905 \cdot (12 - 3)^2 \cdot 280} = 43.727 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_{.0M} := \sigma_{1M}$$

Напряжения в тарелке приварного плоского фланца в условиях затяжки вычисляют по формулам 31 и 32 [14]:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{RM} := \frac{1.33 \cdot h_{1\Phi} \cdot \beta_F + l_0}{\lambda_{\Phi} \cdot h_{1\Phi}^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_{.M}$$

$$\sigma_{.RM} := \frac{1.33 \cdot 0.91 \cdot 60 + 57.966}{2.905 \cdot 60^2 \cdot 57.966 \cdot 280} \cdot 2.881 \times 10^6 = 2.216 \quad \text{МПа}$$

- окружное напряжение:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		93

$$\sigma_{ТМ} := \frac{\beta_Y \cdot M_{м.}}{h_{1\phi}^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rм.}$$

$$\sigma_{ТМ.} := \frac{7.187 \cdot 2.881 \times 10^6}{60^2 \cdot 280} - 3.68 \cdot 2.216 = 12.387 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{Rм}$  – радиальное напряжение, МПа;

$\sigma_{ТМ}$  – окружное напряжение, МПа.

Меридиональные изгибные напряжения в обечайке (трубе) плоского фланца в рабочих условия вычисляют по формуле 36 [14]:

- для плоских фланцев:

$$\sigma_{.1p} := \frac{M_{р.}}{\lambda_{\phi} \cdot (s_0 - c)^2 \cdot D_{\phi пр}}$$

$$\sigma_{.1p.} := \frac{3.629 \times 10^6}{2.905 \cdot (12 - 3)^2 \cdot 280} = 55.08 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{.0p} := \sigma_{1p.}$$

Меридиональное мембранное напряжение в обечайке (трубе) плоского фланца в рабочих условиях вычисляют по формуле 38 [14]:

$$\sigma_{0mp} := \max \left[ \frac{Q + F + \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + s_0) \cdot (s_0 - c)}, \frac{Q + F - \frac{4 \cdot |M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + s_0) \cdot (s_0 - c)} \right]$$

$$\sigma_{.0mp.} := \max \left[ \frac{6.534 \times 10^3 + 0 + \frac{4 \cdot |0|}{288.5}}{\pi \cdot (280 + 12) \cdot (12 - 3)}, \frac{6.534 \times 10^3 + 0 - \frac{4 \cdot |0|}{288.5}}{\pi \cdot (280 + 12) \cdot (12 - 3)} \right] = 0.791 \text{ МПа}$$

Окружное мембранное напряжение в обечайке (трубе) плоского фланца в сечении  $S_0$  вычисляют по формуле 39 [14]:

$$\sigma_{.0m0} := \frac{D \cdot P_{р.мжт.}}{2(s_0 - c)} \quad \sigma_{.0m0.} := \frac{280 \cdot 0.1}{2 \cdot (12 - 3)} = 1.556 \text{ МПа}$$

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		94

где  $\sigma_{1p}$  и  $\sigma_{0p}$  – меридиональные изгибные напряжения, МПа;

$\sigma_{1mp}$  и  $\sigma_{0mp}$  – меридиональные мембранные напряжения, МПа;

$\sigma_{0m0}$  – меридиональное окружное мембранное напряжение, МПа.

Напряжения в тарелке плоского фланца в рабочих условиях вычисляют по формулам 40 и 41 [14]:

- радиальное напряжение:

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot h_{1\phi} \cdot \beta_F + l_0}{\lambda_{\phi} \cdot h_{1\phi}^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p.$$

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot 0.91 \cdot 60 + 57.966}{2.905 \cdot 60^2 \cdot 57.966 \cdot 280} \cdot 3.629 \times 10^6 = 2.792 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение:

$$\sigma_{Tp} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h_{1\phi}^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp}.$$

$$\sigma_{Tp} := \frac{7.187 \times 3.629 \times 10^6}{60^2 \cdot 280} - 3.68 \cdot 2.792 = 15.6 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{Rp}$  – радиальное напряжение в тарелке плоского фланца, МПа;

$\sigma_{Tp}$  – окружное напряжение в тарелке плоского фланца, МПа.

Проверим условие статической прочности плоских фланцев. Зададимся условиями прочности.

Допускаемое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений:

$$[\sigma]_R := [\sigma] \cdot 3 \quad [\sigma]_R := 171.7 \cdot 3 = 515.1 \text{ МПа}$$

Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений:

$$[\sigma]_M := [\sigma] \cdot 1.5 \quad [\sigma]_M := 171.7 \cdot 1.5 = 257.55 \text{ МПа}$$

Для плоских фланцев в сечении  $S_0$  условия статической прочности вычисляют по формулам 47 и 48 [14]:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		95

- при затяжке:

$$\max(|\sigma_{0M} + \sigma_{RM}|, |\sigma_{0M} + \sigma_{TM}|) \leq K_T \cdot [\sigma]_0$$

$$46.906 \leq 334.88 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях:

$$\max(|\sigma_{0p} - \sigma_{0mp} + \sigma_{Tp}|, |\sigma_{0p} - \sigma_{0mp} + \sigma_{Rp}|, |\sigma_{0p} + \sigma_{0mp}|) \leq K_T \cdot [\sigma]_0$$

$$69.889 \leq 334.88 \text{ МПа}$$

где  $K_T = 1.3$  при расчете с учетом стесненности температурных деформаций;

$[\sigma]_0$  — допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений.

Для фланцев всех типов в сечении  $S_0$  должно выполняться условие рассчитанное по формуле 53 [14]:

$$\max(|\sigma_{0M0}|, |\sigma_{0mp}|) \leq [\sigma]$$

$$1.556 \leq 171.7 \text{ МПа}$$

Для тарелок плоских фланцев должны выполняться условия, рассчитанные по формулам 54 и 55 [14]:

- при затяжке:

$$\max(\sigma_{RM}, \sigma_{TM}) \leq K_T \cdot [\sigma]$$

$$12.216 \leq 223.21 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях:

$$\max(\sigma_{Rp}, \sigma_{Tp}) \leq K_T \cdot [\sigma]$$

$$15.600 \leq 223.21 \text{ МПа}$$

Угол поворота приварного встык фланца в рабочих условиях вычисляют по формуле 58 [14]:

$$\Theta := M_p \cdot y_{\Phi} \cdot \frac{E_{\Phi 20}}{E_{\Phi}}$$

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		96



$$\Theta := 3.629 \times 10^6 \cdot 0 \cdot \frac{(1.99 \cdot 10^5)}{(1.76 \cdot 10^5)} = 0 \quad \text{рад}$$

где  $\Theta$  – рассчитанный угол поворота фланца.

Допустимый угол зависит от внутреннего диаметра аппарат и для плоского фланца, в соответствии с рекомендациями [14], он равен:

$$[\Theta] := 0.006 \quad \text{рад}$$

где  $[\Theta]$  – допускаемый угол поворота.

Условие герметичности

$$\Theta \leq K_{\Theta p} * [\Theta] = 0 \leq 1 * 0.006 \text{ МПа},$$

$$\Theta \leq K_{\Theta и} * [\Theta] = 0 \leq 1.3 * 0.006 \text{ МПа}.$$

где  $K_{\Theta p}$  – коэффициент в рабочих условиях;

$K_{\Theta и}$  – коэффициент в условиях испытания.

Исходя из проверки статической прочности и угла поворота фланцев, можно сделать вывод, что выбранные фланцы обеспечивают статическую прочность и герметичность в рабочих условиях, в условиях испытания и затяжке.

## 5.7 Расчет толщины плоской крышки

Толщину плоской крышки аппарата, работающего под внутренним давлением, вычисляют согласно [11]. Расчетная схема плоской крышки представлена на рис. 5.13 [11].

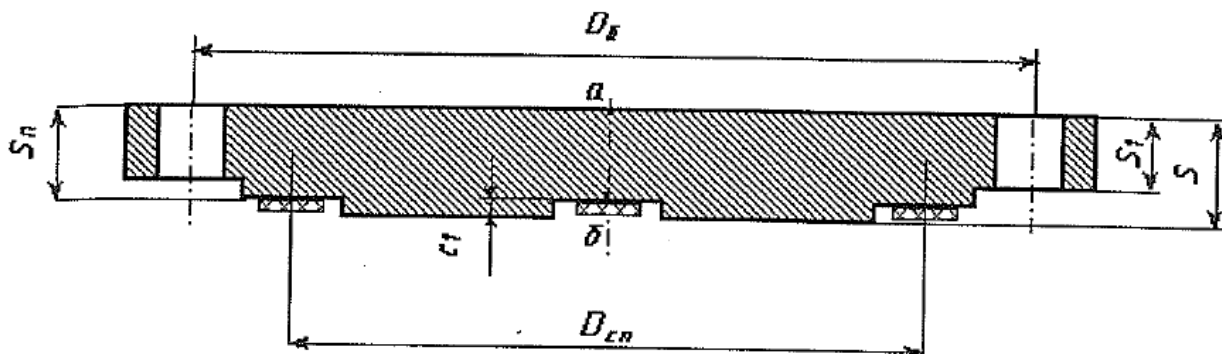


Рисунок 5.13 – Расчетная схема плоской крышки

Исходные данные для расчета плоской крышки представлены в табл. 5.10.

Таблица 5.10 – Исходные данные для расчета плоской крышки

Название величины	Размерность	Введенное обозначение и его значение
Диаметр болтовой окружности	мм	$D_3=430$
Расчетный диаметр	мм	$D_p=D_{сп}=348.5$
Температура крышки	$^{\circ}\text{C}$	$t_{кр}=t_{р.к}=150$
Расчетное давление в камере и кожухе	МПа	$P_{р.мжт} = 0.1; P_{р.тр.} = 0.7$
Коэффициент линейного расширения крышки	1/К	$\alpha_{кр}=13.1 * 10^{-6}$
Диаметр шпильки	мм	$d_{ш}=27$
Наружный диаметр крышки/фланца	мм	$D_n=485$
Толщина крышки	мм	$h_{кр}=35$
Толщина фланцевой части	мм	$\delta_{кр}=23$
Модуль упругости крышки при рабочей температуре	МПа	$E_{кр}=E_{ф}=1.71 * 10^5$
Модуль упругости крышки при температуре испытания	МПа	$E_{20кр}=E_{20ф}=1.99 * 10^5$
Толщина перегородки	мм	$s_6=10$

Цель расчета плоской крышки - определение толщины крышки, которая может выдержать возможное давление.

Весь расчет крышки в соединения с фланцем ведется по методике согласно [14] в следующем порядке:

- Определение расчетной нагрузки на шпильки при затяжке и при работе соединения фланца и крышки [14];
- Определения необходимых коэффициентов для расчета;
- Расчет допускаемого давления. Проверка прочности.

Рассчитаем расчетные нагрузки на шпильки при затяжке и в рабочих условиях. Для этого необходимо рассчитать по [14] следующие величины:

Отношение наружного диаметра плоской крышки к среднему диаметру прокладки:

$$K_{кр} := \frac{D_H}{D_{сп}} \quad K_{кр.} := \frac{485}{348.5} = 1.392$$

Параметр плоской крышки  $X_{кр}$ :

$$X_{кр} := \frac{0.67 \cdot [K_{кр.}^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K_{кр.}) - 1)]}{(K_{кр.} - 1) \cdot \left[ K_{кр.}^2 - 1 + (1.857 \cdot K_{кр.}^2 + 1) \cdot \frac{h_{кр}^3}{\delta_{кр}^3} \right]}$$

$$X_{кр.} := \frac{0.67 \cdot [1.392^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(1.392) - 1)]}{(1.392 - 1) \cdot \left[ 1.392^2 - 1 + (1.857 \cdot 1.392^2 + 1) \cdot \frac{35^3}{23^3} \right]} = 0.237$$

где  $h_{кр}$  и  $\delta_{кр}$  – толщина крышки и её фланцевой части в зоне укрепления, мм.

Угловая податливость фланца с плоской крышкой:

$$y_{кр} := \frac{X_{кр.}}{E_{кр20} \cdot \delta_{кр}^3} \quad y_{кр.} := \frac{0.237}{1.99 \cdot 10^5 \cdot 23^3} = 9.788 \times 10^{-11}$$

где  $y_{кр}$  – угловая податливость крышки;

Жесткость фланцевого соединения с крышкой:

$$\gamma_{кр} := \frac{1}{y_{п.} + y_{ш.} \cdot \frac{E_{ш20}}{E_{ш}} + \left( y_{ф.} \cdot \frac{E_{ф20}}{E_{ф}} + y_{кр.} \cdot \frac{E_{кр20}}{E_{кр}} \right) \cdot b^2}$$

$$\gamma_{кр} = 1.217 \times 10^6$$

где  $\gamma_{кр}$  – жесткость фланцевого соединения с крышкой.

Нагрузку, вызванную стесненностью температурных деформаций, вычисляют по формуле 15 [14]:

$$Q_t := \gamma_{кр} \cdot \left[ \alpha_{ф.} \cdot h_{1ф.} \cdot (t_{ф.} - 20) + \alpha_{кр.} \cdot h_{кр.} \cdot (t_{кр.} - 20) - \alpha_{ш.} \cdot (h_{1ф.} + h_{кр.}) \cdot (t_{ш.} - 20) \right]$$

$$Q_t = -2.297 \times 10^4 \text{ Н}$$

где  $Q_t$  – температурная деформация соединения фланца с крышкой, Н.

Расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения:

$$P_{ш1} := \max \left[ \begin{array}{l} \alpha \cdot (Q + F) + R_{п.} + \frac{4 \cdot \alpha_{м.} \cdot |M|}{D_{сп}} \\ \alpha \cdot (Q + F) + R_{п.} + \frac{4 \cdot \alpha_{м.} \cdot |M|}{D_{сп}} - Q_t \end{array} \right]$$

$$P_{ш1.} := \max \left[ \begin{array}{l} 1.158 \cdot (9.534 \times 10^3 + 0) + 3.969 \times 10^3 + \frac{4 \cdot 0.956 \cdot |0|}{348.5} \\ 1.158 \cdot (9.534 \times 10^3 + 0) + 3.969 \times 10^3 + \frac{4 \cdot 0.956 \cdot |0|}{348.5} - (-2.297 \times 10^4) \end{array} \right]$$

$$P_{ш1.} = 3.798 \times 10^4 \text{ Н}$$

Расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения шпилек:

$$P_{ш2} := \max(P_{обж.}, 0.4 \cdot [\sigma]_{т.р20} \cdot A_{ш.})$$

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		100

$$P_{ш2.} := \max(1.587 \times 10^5, 0.4 \cdot 183 \cdot 6.704 \times 10^3) = 4.907 \times 10^5 \text{ Н}$$

Определяем расчетные нагрузки на шпильки при затяжке и при работе соединения фланца и крышки по формуле 17 [14]:

$$P_{шм} := \max(P_{ш1.}, P_{ш2.}) \quad P_{шм.} := \max(3.798 \times 10^4, 4.907 \times 10^5) = 4.907 \times 10^5 \text{ Н}$$

- в рабочих условиях:

$$P_{шр} := P_{шм.} + (1 - \alpha) \cdot (Q + F) + Q_t \cdot \frac{4 \cdot (1 - \alpha_m) \cdot |M|}{D_{сп}}$$

$$P_{шр.} = 4.892 \times 10^5 \text{ Н}$$

где  $P_{шм}$  – расчетная нагрузка на шпильки при затяжке фланцевого соединения, Н;

$P_{шр}$  – расчетная нагрузка на шпильки фланцевых соединений в рабочих условиях, Н.

Равнодействующую нагрузку от давления вычисляют по формуле 9 [11]:

$$Q_{д.} := 0.785 \cdot P \cdot D_{сп}^2 \quad Q_{д.} := 0.785 \cdot 2.5 \cdot 348.5^2 = 2.384 \times 10^5 \text{ Н}$$

где  $Q_{д}$  - равнодействующая нагрузка, Н.

Значение  $\psi$  вычисляют по формуле 80 [11]:

$$\psi := \frac{P_{шр.}}{Q_{д.}} \quad \psi := \frac{4.892 \times 10^5}{2.384 \times 10^5} = 2.052$$

Для крышки, имеющей паз для перегородки (например, камера теплообменника), значение коэффициента  $K_6$  для определения толщины в месте паза вычисляют с учетом усилия от сжатия прокладки в пазах по формуле 81 [11]:

$$K_6 := 0.41 \cdot \sqrt{\frac{1 + 3 \cdot \psi \cdot \left( \frac{D_3}{D_{сп}} - 1 \right) + 9.6 \cdot \frac{D_3}{D_{сп}} \cdot \frac{s_4}{D_{сп}}}{\frac{D_3}{D_{сп}}}}$$

$$K_6 := 0.41 \cdot \sqrt{\frac{1 + 3 \cdot 2.052 \cdot \left( \frac{430}{348.5} - 1 \right) + 9.6 \cdot \frac{430}{348.5} \cdot \frac{10}{348.5}}{\frac{430}{348.5}}} = 0.615$$

Коэффициент для днищ и крышек  $K_0$  без отверстий принимают равным 1,0.

Коэффициент  $K_7$  вычисляют по формуле 83 [11]:

$$K_7 := 0.8 \cdot \sqrt{\frac{D_3}{D_{\text{сп}}} - 1} \quad K_7 := 0.8 \cdot \sqrt{\frac{430}{348.5} - 1} = 0.387$$

$$\Phi := \max \left( \frac{P_{\text{шр.}}}{[\sigma]_{\text{р.}}}, \frac{P_{\text{шм.}}}{[\sigma]_{\text{и.}}} \right)$$

$$\Phi := \max \left( \frac{4.892 \times 10^5}{156}, \frac{4.907 \times 10^5}{272.727} \right) = 3.136 \times 10^3$$

Давление гидроиспытания:

$$P_{\text{и.р.к.}} := 1.25 \cdot P_{\text{тр}} \cdot \frac{[\sigma]_{20.}}{[\sigma]_{\text{р.}}} \quad P_{\text{и.р.к.}} := 1.25 \cdot 0.7 \cdot \frac{196}{156} = 1.099 \quad \text{МПа}$$

где  $P_{\text{и.р.к.}}$  – пробное давление при гидроиспытании, МПа.

Перейдем непосредственно к определению толщин, которые вычисляются по формуле 77 [11]:

$$s_{p1} := \text{ceil} \left( K_0 \cdot K_6 \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{тр}}}{\varphi \cdot [\sigma]_{\text{р.}}}} \right) + c$$

$$s_{p1} := \text{ceil} \left( 1 \cdot 0.615 \cdot 348.5 \cdot \sqrt{\frac{0.7}{1 \cdot 156}} \right) + 3 = 18 \quad \text{мм}$$

$$s_{p1\text{и}} := \text{ceil} \left( K_0 \cdot K_6 \cdot D_p \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{и.р.к.}}}{\varphi \cdot [\sigma]_{\text{и.}}}} \right) + c$$

$$s_{p1\text{и}} := \text{ceil} \left( 1 \cdot 0.615 \cdot 348.5 \cdot \sqrt{\frac{1.099}{1 \cdot 272.727}} \right) + 3 = 17 \quad \text{мм}$$

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		102

где  $s_{p1}$ , и  $s_{p1и}$ , – расчетная толщина крышки под перегородку в рабочих условиях и условиях испытания мм.

Принимаем толщину под перегородку, согласно [3]:

$$s_{p1и} := 18 \quad \text{мм}$$

Толщину плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом в месте уплотнения вычисляют по формуле 82 [11]:

$$s_2 := \text{ceil} \left( \max \left( K_7 \cdot \sqrt{\Phi}, \frac{0.6}{348.5} \cdot \Phi \right) + c \right)$$

$$s_{2.} := \text{ceil} \left( \max \left( 0.387 \cdot \sqrt{3.136 \times 10^3}, \frac{0.6}{348.5} \cdot 3.136 \times 10^3 \right) + 3 \right) = 25 \quad \text{мм}$$

Принимаем толщину согласно [3]:

$$s_2 := 32 \quad \text{мм}$$

Толщина в зоне уплотнения рассчитываем по формуле 82 [11], вместо  $D_{сп}$  подставляем  $D_2$ :

$$s_3 := \text{ceil} \left( \max \left( 0.344 \cdot \sqrt{3.136 \times 10^3}, \frac{0.6}{363} \cdot 3.136 \times 10^3 \right) + 3 \right) = 23 \quad \text{мм}$$

Принимаем, согласно [3]:

$$s_3 := 28 \quad \text{мм}$$

Допускаемое давление для плоской круглой крышки с дополнительным краевым моментом при поверочных расчетах вычисляют по формуле 84 [11]:

$$[p]_{p.y} := \left( \frac{s_2 - c}{K_6 \cdot K_o \cdot D_p} \right)^2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_p.$$

$$[p]_{p.y.} := \left( \frac{32 - 3}{0.615 \cdot 1 \cdot 348.5} \right)^2 \cdot 1 \cdot 156 = 2.856 \quad \text{МПа}$$

$$0.7 \leq 2.856 \text{ МПа}$$

Из условия прочности следует, что рассчитанная крышка выдержит давление при испытании и в рабочих условиях.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		103

## 5.8 Поверочный расчет теплообменника на прочность

В данном разделе ведется механический расчет на прочность, жесткость и устойчивость элементов кожухотрубчатого теплообменника по методике, изложенной в [18]. Расчетная схема аппарат с плавающей головкой представлена на рис. 5.14.

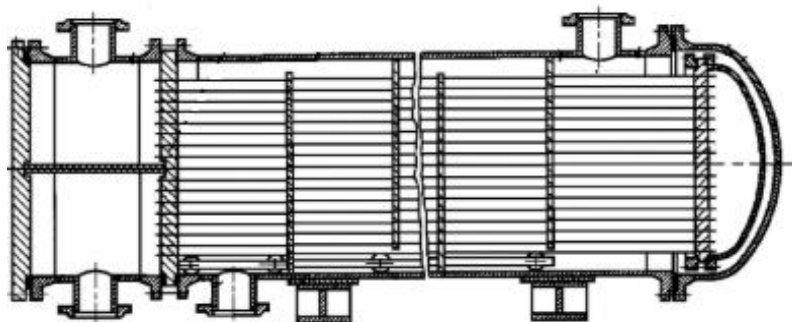


Рисунок 5.14 – Аппарат с плавающей головкой

Наиболее важными исходными данными для расчета на прочность являются величины, представленные в табл. 5.11.

Таблица 5.11– Исходные данные

Название величины	Размерность	Обозначение и значение
Внешний диаметр аппарата	мм	$D=325$
Внутренний радиус кожуха	мм	$a=152.5$
Средний диаметр прокладки и наружный диаметр фланца	мм	$D_{сп}=348.5$ ; $D_H=485$
Толщина стенки кожуха, труб, камеры	мм	$s_K=10$ ; $s=2$ ; $s_{p.K}=10$
Расчетные давления в трубном и межтрубном пространстве	МПа	$P_{p.мжт} = 0.1$ ; $P_{p.тр.} = 0.7$
Число труб	шт.	$i=70$
Длина труб и средняя длина	мм	$L_{тр}=6000$ ; $l=3000$
Шаг расположения отверстий в решетке	мм	$t=26$
Диаметры отверстий в решетке	мм	$d_o=20.5$
Температуры среды в пространствах	°C	$t_{мтр}=150$ ; $t_{тр}=300$



### 5.8.1 Вспомогательные величины

Рассчитаем вспомогательные величины для механического расчета на прочность.

Основные параметры трубной решетки. Относительную характеристику беструбного края трубной решетки вычисляют по формуле 1 [18]:

$$m_n = \frac{a}{a_1} \quad m_n := \frac{152.5}{114.204} = 1.335$$

где  $m_n$  – относительная характеристика беструбного края;

$a_1$  – расстояние от оси кожуха до наиболее удаленной трубы, мм.

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку вычисляют по формулам 2 и 3 [18]:

- со стороны межтрубного пространства:

$$\eta_M := 1 - \frac{i \cdot d_T^2}{4 \cdot a_1^2} \quad \eta_{M.} := 1 - \frac{70 \cdot 20^2}{4 \cdot 114.204^2} = 0.463$$

- со стороны трубного пространства:

$$\eta_T := 1 - \frac{i \cdot (d_T - 2 \cdot s_T)^2}{4 \cdot a_1^2} \quad \eta_{T.} := 1 - \frac{70 \cdot (20 - 2 \cdot 2)^2}{4 \cdot 114.204^2} = 0.657$$

где  $\eta_M$  – коэффициент влияния со стороны межтрубного пространства;

$\eta_T$  – коэффициент влияния со стороны трубного пространства.

По [18, прил. Б], рассчитаем эффективный коэффициент ослабления трубной решетки. Для этого необходимо узнать эффективный диаметр. Так как трубы закреплены на всей толщине трубной решетки, то эффективный диаметр:

$$d_E := d_0 - s_T \quad d_{E.} := 20.5 - 2 = 18.5 \quad \text{мм}$$

где  $d_0$  – диаметр отверстия в решетки, мм.

Коэффициент ослабления трубной решетки:

$$\varphi_E := 1 - \frac{d_E}{t_p} \quad \varphi_E := 1 - \frac{18.5}{26} = 0.288$$

где  $\varphi_E$  – коэффициент ослабления.

По [18, табл. Б.1] выбираем коэффициент жесткости перфорированной плиты в зависимости от коэффициента влияния давления ( $\eta_T$ ):

$$\psi_0 = 0.38 \text{ МПа}$$

где  $\psi_0$  – коэффициент жесткости плиты.

Напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом вычисляют по формулам 30 и 31 [18]:

- изгибные

$$\sigma_{p2} := \frac{6 \cdot M_{\max.}}{\varphi_E \cdot (s_p - c)^2} \quad \sigma_{p2} := \frac{6 \cdot 5.028 \times 10^4}{0.288 \cdot (40 - 3)^2} = 765.157 \text{ МПа}$$

- касательные

$$\tau_{p2} := \frac{|Q_a|}{\varphi_E \cdot (s_p - c)} \quad \tau_{p2} := \frac{|1.379 \times 10^3|}{0.288 \cdot (40 - 3)} = 129.411 \text{ МПа}$$

где  $M_{\max}$  – максимальный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки, Н·мм/мм;

$\sigma_{p2}$  – изгибные напряжения в перфорированной части трубной решетки, МПа;

$\tau_{p2}$  – касательные напряжения в перфорированной части трубной решетки, МПа.

Рассчитаем основные характеристики жесткости элементов кожухотрубчатого теплообменника. Модуль упругости системы труб вычисляем по формуле 4 [18]:

$$K_y = \frac{E_T \cdot (\eta_T - \eta_M)}{1} \quad K_y := \frac{1.71 \cdot 10^5 \cdot (0.657 - 0.463)}{3000} = 11.058 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^3}$$

где  $K_y$  – модуль упругости основания, Н/мм<sup>3</sup>

1 – половина длины трубы, мм.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		106

Рассчитаем приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха вычисляют по формуле 5 [18]:

$$\rho := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l}{E_T \cdot s_K} \quad \rho := \frac{11.058 \cdot 114.204 \cdot 3000}{1.86 \times 10^5 \cdot 10} = 2.037$$

где  $\rho$  – приведенное отношение жесткости.

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы - кожух вычисляют по формулам 6 и 7 [18]:

$$K_q = 1 + K_q' \\ K_p = 1 + K_p'$$

Для аппаратов с неподвижными трубными решетками:

$$K_q' = K_p' = 0$$

Значит коэффициенты изменения жёсткости системы трубы – кожух равны:

$$K_q := 1 \quad K_p := 1$$

Так как материалы труб и трубной решетки одинаковые, то коэффициент системы решетка – трубы рассчитывается по формуле 8 [18]:

$$\beta := \frac{1.82}{s_p} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot s_p}{\psi_0 \cdot E_{T.p.}}} \quad \beta := \frac{1.82}{40} \cdot \sqrt[4]{\frac{11.058 \cdot 40}{0.38 \cdot (1.71 \cdot 10^5)}} = 0.013 \quad \frac{1}{\text{мм}}$$

где  $\beta$  – коэффициент системы решетка – трубы;

$s_p$  – толщина трубной решетки, принимаем равной 40 мм [3].

Рассчитаем приведенное давление. Необходимо рассчитать коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб по формуле 12 [18]:

$$m_{cp} := 0.15 \cdot \frac{i \cdot (d_T - s_T)^2}{a_1^2} = 0.261 \quad m_{cp.} := 0.15 \cdot \frac{70 \cdot (20 - 2)^2}{114.204^2} = 0.261$$

где  $m_{cp}$  – коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб.

Приведенное давление вычисляют по формуле 11 [18]:

$$p_{11} := [\alpha_{\text{к.}} \cdot (t_{\text{к.}} - t_0) - \alpha_{\text{т.}} \cdot (t_{\text{т.}} - t_0)] \cdot K_y \cdot 1 = 65.187$$

$$p_{22} := [\eta_{\text{т}} - 1 + m_{\text{ср.}} + m_{\text{н.}} \cdot (m_{\text{н.}} + 0.5 \cdot \rho \cdot K_q)] \cdot P_{\text{р.тр}} = 2.292$$

$$p_{33} := [\eta_{\text{м}} - 1 + m_{\text{ср.}} + m_{\text{н.}} \cdot (m_{\text{н.}} + 0.3 \cdot \rho \cdot K_p)] \cdot P_{\text{р.мжт.}} = 0.346$$

$$p_0 := p_{11} + p_{22} - p_{33} = 67.133 \text{ МПа}$$

Безразмерный параметр системы решетка - трубы вычисляют по формуле 10 [18]:

$$\omega := \beta \cdot a_1 = 1.493$$

где  $\omega$  – безразмерный параметр.

Определим коэффициенты для двух систем. Система кожух – решетка:

$$\beta_1 := \frac{1.3}{\sqrt{a \cdot s_{\text{к}}}} \quad \beta_{1.} := \frac{1.3}{\sqrt{152.5 \cdot 10}} = 0.033 \quad \frac{1}{\text{мм}}$$

где  $\beta_1$  – коэффициент системы кожух – решетка, 1/мм.

Обечайка – фланец камеры:

$$\beta_2 := \beta_1 \cdot \frac{1}{\text{мм}}$$

где  $\beta_2$  – коэффициент системы обечайка – фланец корпуса, 1/мм.

Для расчета коэффициента жесткости втулки фланца кожуха необходимо знать радиус центра тяжести фланца:

$$R_1 := \frac{D_{\text{н}} + D}{4} \quad R_{1.} := \frac{485 + 305}{4} = 197.5 \text{ мм}$$

где  $R_1$  – радиус центра тяжести фланца.

Коэффициент жесткости втулки при изгибе:

- фланца кожуха:

$$K_1 := \frac{\beta_1 \cdot a \cdot E_K \cdot s_K^3}{5.5 \cdot R_1}$$

$$K_{1.} := \frac{0.033 \cdot 152.5 \cdot 1.71 \times 10^5 \cdot 10^3}{5.5 \cdot 197.5} = 7.922 \times 10^5 \quad \text{Н*мм}$$

- фланца камеры:

$$K_2 := \frac{\beta_2 \cdot a \cdot E_{p.k} \cdot s_{k.p}^3}{5.5 \cdot R_1}$$

$$K_{2.} := \frac{0.033 \cdot 152.5 \cdot 1.86 \cdot 10^5 \cdot 10^3}{5.5 \cdot 197.5} = 8.617 \times 10^5 \quad \text{Н*мм}$$

где  $K_1$  и  $K_2$  – коэффициенты жесткости втулки при изгибе, Н·мм.

Для дальнейших расчетов выбираем крепление решетки к кожуху по [18].

На рис. 5.15 [18] представлена схема трубной решетки в креплении ее с кожухом.

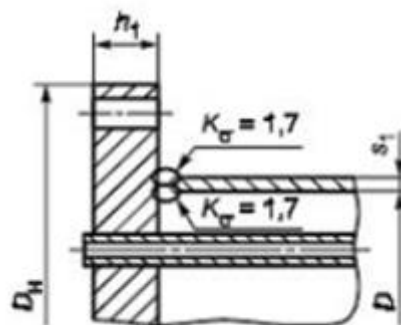


Рисунок 5.15– Крепление кожуха у трубной решетки

Ширину тарелки фланца и тарелки трубной решетки принимаем равными и рассчитываем по формуле:

$$b_1 := \frac{D_H - D}{2} \quad b_{1.} := \frac{325 - 305}{2} = 10 \quad \text{мм} \quad b_{2.} := b_{1.} = 10 \quad \text{мм}$$

где  $b_1$  и  $b_2$  – ширина края трубной решетки и тарелки фланца, мм.

Рассчитаем коэффициенты жесткости фланца трубной решетки и фланца распределительной камеры:

$$K_{\phi 1} := \frac{E_K \cdot h_1^3 \cdot b_1}{12 \cdot R_1^2} + K_1 \cdot \left( 1 + \frac{\beta_1 \cdot h_1 \phi}{2} \right)$$

$$K_{\phi 1.} := \frac{1.71 \times 10^5 \cdot 32^3 \cdot 10}{12 \cdot 197.5^2} + 7.922 \times 10^5 \cdot \left( 1 + \frac{0.033 \cdot 32}{2} \right) = 1.33 \times 10^6 \quad \text{Н*мм}$$

$$K_{\phi 2} := \frac{E_{p.k} \cdot h_{2\phi}^2 \cdot b_2}{12 \cdot R_1^2} + K_2 \cdot \left( 1 + \frac{\beta_2 \cdot h_{2\phi}}{2} \right)$$

$$K_{\phi 2.} := \frac{1.86 \times 10^5 \cdot 36^2 \cdot 10}{12 \cdot 197.5^2} + 8.617 \times 10^5 \cdot \left( 1 + \frac{0.033 \cdot 36}{2} \right) = 1.379 \times 10^6 \quad \text{Н*мм}$$

где  $K_{\phi 1}$  и  $K_{\phi 2}$  – коэффициенты жесткости фланца трубной решетки и фланца распределительной камеры при изгибе, Н·мм.

Рассчитаем коэффициент жесткости в соединении фланца и трубной решетки, при изгибе:

$$K_{\phi} := K_{\phi 1.} + K_{\phi 2.}$$

$$K_{\phi.} := 1.33 \times 10^6 + 1.379 \times 10^6 = 2.709 \times 10^6 \quad \text{Н*мм}$$

где  $K_{\phi}$  – коэффициент жесткости фланцевого соединения, Н·мм.

Коэффициенты влияния давления на изгибы фланца трубной решетки и фланца распределительной камеры вычисляют по формулам 21 и 22 [18]:

$$m_1 := \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1 \phi}{2 \cdot \beta_1^2} \quad m_{1.} := \frac{1 + 0.033 \cdot 32}{2 \cdot 0.033^2} = 943.985 \quad \text{мм}^2$$

$$m_2 := \frac{1 + \beta_2 \cdot h_{2\phi}}{2 \cdot \beta_2^2} \quad m_{2.} := \frac{1 + 0.033 \cdot 36}{2 \cdot 0.033^2} = 1.005 \times 10^3 \quad \text{мм}^2$$

где  $m_1$  и  $m_2$  – коэффициенты влияния давления на изгибы трубной решетки и фланца соответственно, мм<sup>2</sup>.

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения вычисляют по формуле 13 [18]:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		110

$$\rho_1 := \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_{\phi} \cdot R_1} \quad \rho_{1.} := \frac{11.058 \cdot 152.5 \cdot 114.204}{0.013^2 \cdot 2.709 \times 10^6 \cdot 197.5} = 2.13$$

где  $\rho_1$  – приведенная отношение жесткости.

В зависимости от ( $\omega$ ) и ( $m$ ) определяем коэффициенты, учитывающие влияния беструбного края решетки и коэффициенты, которые используются в формулах для расчета сил и моментов в элементах кожухотрубчатого теплообменника.

Согласно [18, табл. 9.2] находим коэффициенты  $\Phi_1$ ,  $\Phi_2$ ,  $\Phi_3$ .

$$\Phi_1 = 2.277 \quad \Phi_2 = 0.614 \quad \Phi_3 = 1.638$$

где  $\Phi_1$ ,  $\Phi_2$ ,  $\Phi_3$ . – коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края решетки.

Согласно [18, табл. 9.3] находим коэффициенты  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ .

$$T_1 = 5.647 \quad T_2 = 1.044 \quad T_3 = 2.187$$

где  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$  – коэффициенты, участвующие в формуле для расчета сил и моментов.

### 5.8.2 Расчет толщины трубной решетки

Расчетные схемы трубной решетки согласно [18].

$$s_{p.p} := \frac{D_{сп.}}{4.2} \cdot \sqrt{\frac{P_{p.тр}}{\varphi_E \cdot [\sigma]_p}} \\ s_{p.p} := \frac{348.5}{4.2} \cdot \sqrt{\frac{0.7}{0.288 \cdot 156}} = 10.357 \quad \text{мм}$$

Согласно [3] минимальная толщина трубной решётки должна быть не менее 40 мм. Следовательно, толщина трубной решётки равна:

$$s_{p.} := 40 \quad \text{мм}$$

### 5.8.3 Расчет прочности трубной решетки

Рассчитаем изгибающие моменты и перерезывающие силы на краю трубной решетки. Для начала рассчитаем приведенное давление, действующее на трубную решетку, МПа:

$$p_1 := \frac{K_y}{\beta \cdot K_{\phi}} \cdot (m_1 \cdot P_{p.мжт} - m_2 \cdot P_{p.тр})$$

$$p_1 := \frac{11.058}{0.013 \cdot 2.709 \cdot 10^6} \cdot (953.985 \cdot 0.1 - 1.005 \times 10^3 \cdot 0.7) = -0.191 \quad \text{МПа}$$

где  $p_1$  – приведенное давление, МПа.

Изгибающий момент и перерезывающую силу, распределенные по краю трубной решетки, вычисляют по формулам 18 и 19 [18]:

- для изгибающего момента:

$$M_n := \frac{a_1}{\beta} \cdot \frac{p_1 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_q) - p_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2}$$

$$M_n := \frac{114.204}{0.013} \cdot \frac{-0.191 \cdot (5.647 + 2.037 \cdot 1) - 67.133 \cdot 1.044}{(5.647 + 2.037 \cdot 1) \cdot (2.187 + 2.13) - 1.044^2} = -1.959 \times 10^4 \quad \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$$

где  $M_n$  – изгибающий момент на краю решетки, Н·мм/мм.

- для перерезывающей силы:

$$Q_n := a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2} = 1.018 \times 10^3$$

$$Q_n := 114.204 \cdot \frac{67.133 \cdot (2.187 + 2.13) - [(-0.191) \cdot 1.044]}{(5.647 + 2.037 \cdot 1) \cdot (2.187 + 2.13) - 1.044^2} = 1.032 \times 10^3 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

где  $Q_n$  – перерезывающая сила на краю решетки, Н/мм.

Изгибающий момент и перерезывающие силы, распределенные по периметру перфорированной зоны решетки, вычисляют по формулам 23 и 24 [18]:

- для изгибающего момента:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		112



$$M_a := M_{n.} + (a - a_1) \cdot Q_{n.}$$

$$M_{a.} := -1.959 \times 10^4 + (152.5 - 114.204) 1.032 \times 10^3 = 1.993 \times 10^4 \quad \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$$

- для перерезывающей силы:

$$Q_a := m_n \cdot Q_{n.} \quad Q_{a.} := 1.335 \cdot 1.032 \times 10^3 = 1.378 \times 10^3 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

где  $M_a$  – изгибающий момент перфорированной части решетки, Н·мм/мм;

$Q_a$  – перерезывающая сила перфорированной части решетки, Н/мм.

Для того чтобы понять в какую сторону растягиваются трубы и кожух относительно друг друга, необходимо рассчитать осевые силы.

Осевая сила, действующая на трубу, вычисляют по формуле 25 [18]:

$$N_T := \frac{\pi \cdot a_1}{n} \cdot [(\eta_M \cdot P_{p.мжт} - \eta_T \cdot P_{p.тр}) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a]$$

$$N_{T.} = 1.343 \times 10^4 \quad \text{Н}$$

Момент инерции:

$$J_{T.} := \frac{\pi \cdot (d_{\text{внеш}}^4 - d_{\text{внутр}}^4)}{64} \quad J_T := \frac{\pi \cdot (20^4 - 16^4)}{64} = 4.637 \times 10^3 \quad \text{мм}^4$$

где  $N_T$  – осевая сила, Н;

$J_T$  – момент инерции поперечного сечения трубы, мм<sup>4</sup>.

В том случае, когда есть перегородки в межтрубном пространстве, приведенная длина для расчета прогиба труб и изгибающего момента рассчитывается следующим образом:

$$l_{\text{пр.}} := \frac{l_R}{3} \quad l_{\text{пр.}} := \frac{290}{3} = 96.667 \quad \text{мм}$$

где  $l_{\text{пр}}$  – приведенная длина трубы, мм.

Изгибающий момент вычисляют по формуле 26 [18]:

$$M_T := \frac{E_T \cdot J_T \cdot \beta}{K_y \cdot a_1 \cdot l_{\text{пр}}} \cdot (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a)$$

$$M_T := \frac{1.86 \times 10^5 \cdot 4.637 \times 10^3 \cdot 0.013}{11.058 \cdot 114.204 \cdot 96.667} \cdot (0.614 \cdot 1.379 \times 10^3 + 1.638 \cdot 0.013 \cdot 1.992 \times 10^4)$$

$$M_T = 1.168 \times 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

где  $M_T$  – изгибающий момент, действующий на трубу, Н·мм/мм.

Усилия в кожухе вычисляют по формулам 27, 28 и 29 [18]:

- усилие, распределенное по периметру кожуха:

$$Q_K := \frac{a}{2} \cdot P_{\text{р.тр}} - Q_n$$

$$Q_K := \frac{152.5}{2} \cdot 0.7 - 1.032 \times 10^3 = -978.625 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

- изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха:

$$M_K := \frac{K_1}{\rho \cdot K_\Phi \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q_n + T_3 \cdot \beta \cdot M_n) - \frac{P_M}{2 \cdot \beta_1^2}$$

$$M_K = 8.225 \times 10^3 \quad \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$$

- суммарная осевая сила, действующая на кожух:

$$F_O := \pi \cdot D \cdot Q_K \quad F_{O.} := \pi \cdot 305 \cdot (-963.867) = -9.236 \times 10^5 \text{ Н}$$

где  $Q_K$  – усилие по периметру кожуха, Н/мм;

$M_K$  – изгибающий момент по периметру кожуха, Н·мм/мм;

$F_O$  – осевая сила, действующая на кожух, Н.

Напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом вычисляют по формулам 30 и 31 [18]:

- изгибные:

$$\sigma_{p1} := \frac{6 \cdot |M_n|}{(s_K - c)^2} \quad \sigma_{p1.} := \frac{6 \cdot |-1.959 \times 10^4|}{(10 - 3)^2} = 2.399 \times 10^3 \text{ МПа}$$

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		114

- касательные:

$$\tau_{p1} := \frac{|Q_n|}{(s_k - c)} \quad \tau_{p1.} := \frac{|1.031 \times 10^3|}{(10 - 3)} = 147.286 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{p1}$  и  $\tau_{p1}$  – изгибные и касательные напряжения в месте соединения кожуха с решеткой.

Напряжения в перфорированной части. Для этого необходимо рассчитать максимальный расчетный изгибающий момент. Коэффициент для расчета:

$$m_A := \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} \quad m_{A.} := \frac{0.013 \times 1.994 \times 10^4}{1.379 \times 10^3} = 0.188$$

Так как:

$$-1 \leq 0.188 \leq 1 \text{ МПа.}$$

то максимальный расчетный изгибающий момент рассчитывается по формуле:

$$M_{\max} := A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} \quad M_{\max.} := 0.474 \cdot \frac{|1.379 \times 10^3|}{0.013} = 5.028 \times 10^4 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$$

-изгибные:

$$\sigma_{p2} := \frac{6 \cdot M_{\max.}}{\varphi_E \cdot (s_p - c)^2} \quad \sigma_{p2.} := \frac{6 \cdot 5.028 \times 10^4}{0.288 \cdot (40 - 3)^2} = 765.157 \text{ МПа}$$

где  $M_{\max}$  – максимальный расчетный изгибающий момент, Н·мм/мм;

A – коэффициент, определяемый по [18, табл. 9.4].

Касательные напряжения:

$$\tau_{p2} := \frac{|Q_a|}{\varphi_E \cdot (s_p - c)} \quad \tau_{p2.} := \frac{|1.379 \times 10^3|}{0.288 \cdot (40 - 3)} = 129.411 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{p2}$  и  $\tau_{p2}$  – изгибные и касательные напряжения в перфорированной части решетки.

$Q_a$  – перерезывающая сила, распределенная по периметру перфорированной зоны решетки, Н/мм.

Напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке в меридиональном направлении вычисляют по формулам 38-41 [18]:

- в меридиональном направлении:

Мембранные:

$$\sigma_{Mx} := \frac{|Q_K|}{(s_K - c)} \quad \sigma_{Mx.} := \frac{|-978.625|}{(10 - 3)} = 139.804 \quad \text{МПа}$$

Изгибные:

$$\sigma_{ux} := \frac{6 \cdot |M_K|}{(s_K - c)^2} \quad \sigma_{ux.} := \frac{6 \cdot |8.225 \times 10^3|}{(10 - 3)^2} = 1.007 \times 10^3 \text{ МПа}$$

- в окружном направлении:

Мембранные:

$$\sigma_{M\varphi} := \frac{|P_{p.m\varphi T}| \cdot a}{(s_K - c)} \quad \sigma_{M\varphi.} := \frac{|0.1| \cdot 152.5}{(10 - 3)} = 2.179 \quad \text{МПа}$$

Изгибные:

$$\sigma_{u\varphi} := 0.3 \cdot \sigma_{ux.} \quad \sigma_{u\varphi.} := 0.3 \cdot 1.007 \times 10^3 = 302.1 \quad \text{МПа}$$

где  $\sigma_{Mx}$  и  $\sigma_{ux}$  – мембранные и изгибные напряжения в меридиональном направлении в кожухе;

$\sigma_{M\varphi}$  и  $\sigma_{u\varphi}$  – мембранные и изгибные напряжения в окружном направлении в кожухе.

Напряжения в трубах вычисляют по формулам 42-43 [18]:

- в осевом направлении:

Мембранные:

$$\sigma_{1T} := \frac{|N_T|}{\pi \cdot (d_T - s_T) \cdot s_T} \quad \sigma_{1T.} := \frac{|1.343 \times 10^4|}{\pi \cdot (20 - 2) \cdot 2} = 118.747 \quad \text{МПа}$$

Суммарные:

$$\sigma_1 := \sigma_{1T} + \frac{d_T \cdot |M_T|}{2 \cdot J_T} \quad \sigma_{1.} := 118.747 + \frac{20 \cdot |1.168 \times 10^5|}{2 \cdot 4.637 \times 10^3} = 370.634 \text{ МПа}$$

В окружном направлении:

$$\sigma_{2T} := \frac{(20 - 2) \max(|P_{p.tr}|, |P_{p.mjt}|, |P_{p.tr} - P_{p.mjt}|)}{2 \cdot 2}$$

$$\sigma_{2T} := \frac{(20 - 2) \max(|0.7|, |0.1|, |0.7 - 0.1|)}{2 \cdot 2} = 3.15 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{1T}$  и  $\sigma_T$  – мембранные и суммарные напряжения в осевом направлении в трубах;

$\sigma_{2T}$  – напряжения в окружном направлении в трубах.

#### 5.8.4 Расчет прочности и устойчивости кожуха

Расчет прочности и устойчивости кожуха заключается в проверке кожуха на статическую прочность.

Условие статической прочности кожуха в месте присоединения к решетке:

$$\sigma_{Mx} \leq 1.3 \cdot [\sigma]_k, \quad 137.255 \leq 202.8 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{Mx}$  – мембранные напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке в меридиональном направлении, МПа;

$[\sigma]_k$  – допускаемое напряжение для корпуса, МПа.

Условие статической прочности из неравенства выполняются.

#### 5.8.5 Расчет труб на прочность

Расчет труб на устойчивость и жесткость исключается, так как не выполняется следующее условие:

$$N_T < 0 = 20500 < 0$$

В условии статической прочности труб участвуют мембранные напряжения в осевом и окружном направлении:

$$\max(\sigma_{1T}, \sigma_{2T}) \leq [\sigma]_p, \quad \max(146.343, 4.514) \leq 156 \text{ МПа}$$

$$146.343 \leq 156 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{2T}$ ,  $\sigma_{1T}$  – мембранные напряжения в трубах в осевом и окружном направлении, МПа;

$[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение для труб, МПа.

Для проверки прочности крепления труб в решетке необходимо знать допускаемую нагрузку на соединение труб с решеткой, так как она не известна, определяем ее согласно [18, прил. Е]. Исходя из того, что осевые усилия корпуса и труб таковы:

$$N_{Т.} = 1.343 \times 10^4 \text{ Н}$$

$$F_{О.} = -9.207 \times 10^5 \text{ Н}$$

Рассчитаем допускаемую нагрузку на соединение труб с решеткой:

- для труб, завальцованных в пазы с двумя или более пазами:

$$[N]_{тр} := 0.8 \cdot \pi \cdot s_T \cdot (d_T - s_T) \cdot [\sigma]_{р.р}$$

$$[N]_{тр.} := 0.8 \cdot \pi \cdot 2 \cdot (20 - 2) \cdot 156 = 1.411 \times 10^4 \text{ Н}$$

где  $N_{тр.}$  – допускаемая нагрузка на соединение труб с решеткой, Н;

$[\sigma]_{р.р}$  – допускаемое напряжение материала трубной решетки, МПа.

Проверяем прочность крепления труб:

$$N_{Т} < N_{тр.} = 13430 < 14110 \text{ Н}$$

Из условия прочности видно, что допускаемая нагрузка на соединение труб, завальцованных в пазы, достаточна для того, чтобы выдержать осевое растягивающее усилие.

### 5.8.6 Элементы «плавающей головки»

Расчётная схема элемента «плавающая головка» представлена на рис. 5.16.

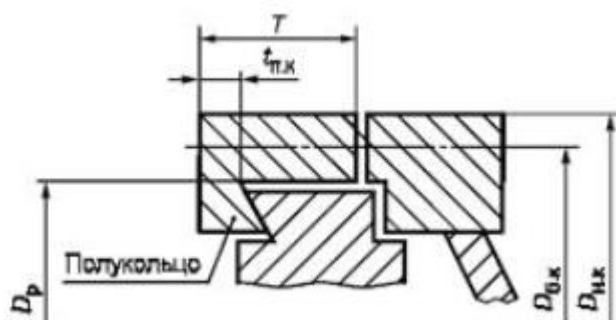


Рисунок 5.16 - Элементы плавающей головки

Наиболее важными исходными данными для расчета являются величины, представленные в табл. 5.12.

Таблица 5.12– Исходные данные

Название величины	Размерность	Обозначение и значение
Внутренний диаметр аппарата	мм	$D=305$
Ширина кольца жесткости у сферического днища или крышки, мм;	мм	$a=25$
Радиус кривизны сферического сегмента по внутренней поверхности, мм.	мм	$R_c=112$
Расчетные давления в трубном и межтрубном пространстве	МПа	$P_{p.мжт} = 0.1$ ; $P_{p.тр.} = 0.7$
Расстояние от точки пересечения средней линии стенки сферического сегмента с кольцом до горизонтальной оси	мм	$e_1 = 28$
Расстояние от окружности расположения шпильки до внутреннего диаметра кольца	мм	$e_2 = 12.5$
Расстояние от окружности расположения шпильки до линии действия реакции прокладки	мм	$e_3 = 20$
Выступающая часть отбортовки эллиптического днища плавающей головки	мм	$h=60$
Угол между касательной к сферическому сегменту в краевой зоне и вертикальной осью	°С	$\psi 1=19.6$

Усилие на прокладке плавающей головки в условиях монтажа вычисляют по формуле 72 [18]:

$$F_{\Pi} := P_{\text{бм}} = 1.239 \times 10^5 \text{ Н}$$

Усилие на прокладке плавающей головки в рабочих условиях вычисляют по формуле 13 [18]:

$$F_{\Pi.p} := P_{\text{бр.}} - Q \quad F_{\Pi.p} := 1.556 \times 10^5 - 6.534 \times 10^3 = 1.491 \times 10^5 \text{ Н}$$

Расчет на прочность при действии внутреннего давления крышек плавающих головок со сферическим неотбортованным днищем выполняют по [11].

Расчетный изгибающий момент, действующий на крышку плавающей головки:

$$M := \left| P_{\text{р.мтр.}} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (e_2 - e_1 \cdot \tan(\psi_1)) + R_{\text{п}} \cdot e_3 \right|$$

$$M := \left| 0.1 \cdot \frac{\pi \cdot 305^2}{4} \cdot (12.5 - 28 \cdot \tan(19.6)) + 0.20 \right| = 9.942 \times 10^4 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

где  $e_1$  - расстояние от точки пересечения средней линии стенки сферического сегмента с кольцом до горизонтальной оси, проходящей через центр тяжести кольца, мм;

$e_2$  - расстояние от окружности расположения шпильки до внутреннего диаметра кольца, мм;

$e_3$  - расстояние от окружности расположения шпильки до линии действия реакции прокладки, мм;

$\psi_1$  - угол между касательной к сферическому сегменту в краевой зоне и вертикальной осью, град.

Допускаемый изгибающий момент для фланца крышки плавающей головки:

$$[M] := \frac{\pi \cdot [\sigma]_{\text{к}} \cdot (a - d_{\text{ш}}) \cdot h^2}{2} \quad [M] := \frac{\pi \cdot 156 \cdot (25 - 16) \cdot 60^2}{2} = 7.939 \times 10^6 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

где  $h$  - выступающая часть отбортовки эллиптического днища плавающей головки, мм;

$d_{\text{ш}}$  - диаметр отверстия под шпильку, мм.

Условие прочности:

$$M \leq [M] = 1.024 \times 10^5 \leq 7.939 \times 10^6 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

Допускаемое наружное давление из условия прочности в центральной зоне вычисляют по формуле 66 [11]:

$$[P]_{\text{р}} := \frac{2 \cdot (s_1 - c) \cdot [\sigma]_{\text{к}}}{R_{\text{с}} + (s_1 - c)} \quad [P]_{\text{р}} := \frac{2 \cdot (12 - 3) \cdot 156}{112 + (12 - 3)} = 23.207 \quad \text{МПа}$$

где  $R_{\text{с}}$  - радиус кривизны сферического сегмента по внутренней поверхности, мм.

Допускаемое наружное давление из условия устойчивости в пределах упругости вычисляют по формуле 68 [11]:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		120



$$[P]_e := \frac{K_c}{n_y} \cdot E \cdot \left[ \frac{(s_1 - c)}{R_c} \right]^2 \quad [P]_e := \frac{0.46}{2.4} \cdot 1.86 \cdot 10^5 \cdot \left[ \frac{(12 - 3)}{112} \right]^2 = 230.202 \text{ МПа}$$

Коэффициент  $K_c$  определяют по [табл. 3, 11] в зависимости от параметра  $\frac{R_c}{s_1 - c}$ .

Допускаемое наружное давление вычисляют по формуле 67 [11]:

$$[P] := \frac{[P]_p}{\sqrt{1 + \left( \frac{[P]_p}{[P]_e} \right)^2}} \quad [P] := \frac{23.207}{\sqrt{1 + \left( \frac{23.207}{230.202} \right)^2}} = 23.09 \text{ МПа}$$

Толщину полукольца определяют из условий изгиба по формуле 77 [18]:

$$T \geq \sqrt{\frac{P_6 \cdot (D_{6.к} - D_p) \cdot \beta_Y}{2 \cdot D_p \cdot [\sigma]_t}} + c$$

-в рабочих условиях:

$$T_p := \sqrt{\frac{1.239 \times 10^5 \cdot (335 - 300) \cdot 7.187}{2 \cdot 300 \cdot 160}} + 3 = 21.018 \text{ мм}$$

-в условиях монтажа:

$$T_m := \sqrt{\frac{1.556 \times 10^5 \cdot (335 - 300) \cdot 7.187}{2 \cdot 300 \cdot 160}} + 3 = 23.192 \text{ мм}$$

где  $T_p$  и  $T_m$  - толщины полукольца в рабочих условиях и в условиях монтажа.

$D_p$ - диаметр сечения полукольца плавающей головки, имеющего наименьшую толщину, мм;

$[\sigma]_t$  - допускаемое напряжение для фланца крышки плавающей головки, МПа.

При расчете в рабочих условиях следует принимать  $P_6 = P_6^p$ , а при расчете в условиях монтажа  $P_6 = P_6^m$ .

Толщину наименьшего сечения полукольца определяют из условий среза по формуле 78 [18]:

$$t_{п.к} := \max\left(\frac{P_6}{0.8 \cdot \pi \cdot D_p \cdot [\sigma]_t}, 26\right) + c$$

-в рабочих условиях:

$$t_{п.к.р} := \max\left(\frac{1.239 \times 10^5}{0.8 \cdot \pi \cdot 300 \cdot 160}, 26\right) + 3 = 29$$

-в условиях монтажа:

$$t_{п.к.м} := \max\left(\frac{1.556 \times 10^5}{0.8 \cdot \pi \cdot 300 \cdot 160}, 26\right) + 3 = 29$$

где  $t_{п.к.р}$  и  $t_{п.к.м}$  - толщины наименьшего сечения полукольца в рабочих условиях и в условиях монтажа.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
						122
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 5.9 Расчет развальцовочного соединения

Расчет развальцовочного соединения необходим для проверки вырывания труб. Все необходимые расчеты проводим согласно [2]. Схема к расчету развальцовочного соединения представлена на рис. 5.17.

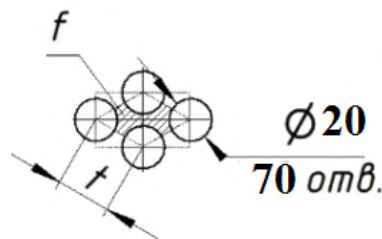


Рисунок 5.17 – Схема расчета развальцовочного соединения

Критерием выполнения условий является прочность, выраженная через допускаемую нагрузку на развальцовку:

При развальцовке в отверстиях без канавок:

$$[\sigma]_{01} := 0.08 \quad \text{МН/м}$$

При развальцовке с канавками:

$$[\sigma]_{02} := 0.14 \quad \text{МН/м}$$

Определяем усилие от давления по уравнению 30 [2] (рис. 5.18):

$$Q_p := P_{p.мжт} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - n \cdot d_n^2) + P_{p.тр} \cdot n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_v^2$$

$$Q_{p.} := 0.1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0.305^2 - 70 \cdot 0.020^2) + 0.7 \cdot 70 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.016^2 = 0.015 \quad \text{МН}$$

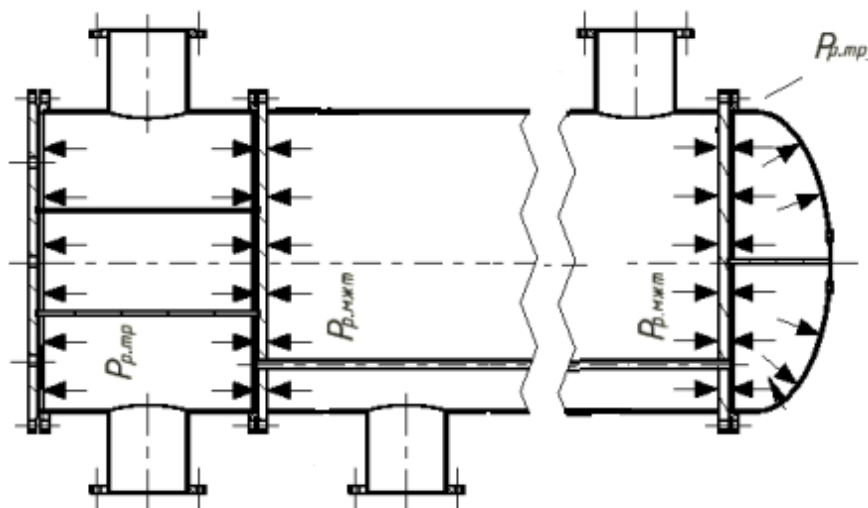


Рисунок 5.18– Схема к расчету усилия от давления

Площадь трубной решетки при расположении труб по вершинам квадрата вычисляется по формуле:

$$f_p := t^2 - \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} \quad f_p := 0.026^2 - \frac{\pi \cdot 0.020^2}{4} = 3.618 \times 10^{-4} \text{ м}^2$$

где  $f_p$  – площадь трубной решетки, заключенной между четырьмя трубами, м<sup>2</sup>;

$t$  – шаг расположения труб, м.

Определяем усилие, действующее на одну трубу:

$$q_e := \frac{Q_p}{n} \quad q_e := \frac{0.015}{70} = 2.143 \times 10^{-4} \text{ МН}$$

где  $q_e$  – усилие, действующее на трубу, МН;

$Q$  – усилие, которое действует как со стороны трубного пространства, так и межтрубного, МН;

$n$  – общее число труб, шт.

Рассчитаем температурное усилие, которое испытывает одна труба. Для этого сначала рассчитаем площадь поперечного сечения трубы:

$$f_T := \frac{\pi}{4} \cdot (d_H^2 - d_B^2) \quad f_T := \frac{\pi}{4} \cdot (0.020^2 - 0.016^2) = 1.131 \times 10^{-4} \text{ м}^2$$

где  $f_T$  – площадь поперечного сечения трубы, м<sup>2</sup>.

Температурное усилие:

$$q_T := f_T \cdot \sigma_T.$$

$$q_{T.} := 1.131 \times 10^{-4} \cdot 193.605 = 0.022 \text{ МН}$$

где  $q_T$  – температурное усилие, приходящее на одну трубу, МН;

$\sigma_T$  – температурное напряжение трубы, МПа.

Удельная нагрузка от давления равна:

Найдем удельную нагрузку от давления на единицу длины окружности развальцовки по формуле 33 [2]:

$$\sigma_0 := \frac{q_{e.}}{\pi \cdot d_H} \quad \sigma_{0.} := \frac{2.143 \times 10^{-4}}{\pi \cdot 0.020} = 3.411 \times 10^{-3} \text{ МН/м}$$

где  $\sigma_0$  – удельная нагрузка от давления.

Сравним удельную нагрузку от давления, с допускаемой нагрузкой развальцовки труб в отверстиях без канавки и с канавкой:

$$\sigma_{0.} \leq [\sigma]_{01}$$

$$\sigma_{0.} \leq [\sigma]_{02}$$

$$0.003 \leq 0.08$$

$$0.003 \leq 0.14$$

Условие прочности выполняется, так как используется теплообменник конструкции ТП, то вырывание труб из гнезда исключаются, так как происходит свободное движение плавающей головки.

## 5.10 Проверка толщины перегородок трубного пространства

Целью расчета является проверка принятой толщины перегородки трубного пространства по [3].

$$s_{\text{пер}} := 4 \text{ мм}$$

где  $s_{\text{пер}}$  – толщина перегородки в трубном пространстве, мм.

Длина и ширина перегородки:

$$B_{\text{пер}} := 300 \text{ мм} \qquad L_{\text{пер}} := 363 \text{ мм}$$

где  $B_{\text{пер}}$ ,  $L_{\text{пер}}$  – ширина и длина перегородки, мм.

Допускаемое напряжение для материала перегородки такое же, как и для распределительной камеры [10]:

$$[\sigma]_{\text{п.р.}} := 156 \text{ МПа}$$

где  $[\sigma]_{\text{п.р.}}$  -допускаемое напряжение для перегородок, МПа.

Рассчитаем коэффициент, зависящий от соотношения сторон перегородки, вычисляются по формуле 86 [18]:

$$f_{\text{п}} := \frac{1}{1 + \frac{B_{\text{пер}}}{L_{\text{пер}}} + \left(\frac{B_{\text{пер}}}{L_{\text{пер}}}\right)^2} \qquad f_{\text{п.}} := \frac{1}{1 + \frac{300}{363} + \left(\frac{300}{363}\right)^2} = 0.398$$

Толщина перегородки должна быть не больше рассчитанной:

$$0.71 \cdot B_{\text{пер}} \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{р.тр}} - P_{\text{тр}}}{[\sigma]_{\text{п.р.}}}} \qquad 0.71 \cdot 300 \cdot \sqrt{\frac{0.7 - 0.7}{156}} = 0$$

$$4 \geq 0$$

где  $f_{\text{п}}$  – коэффициент, зависящий от соотношения сторон перегородки;

$P_{\text{тр}}$  – давление в трубном пространстве, МПа;

$P_{\text{р.тр}}$  – расчетное давление, МПа.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		126

### 5.10.1 Подбор продольных и поперечных перегородок

Согласно [3], минимальная толщина всех перегородок должна быть не менее 4 мм. Число поперечных перегородок в межтрубном пространстве в зависимости от длины трубок равно 38, расстояние между перегородками равно 140 мм, расстояние между трубной решеткой и первой перегородкой от нее равно 290 мм. На рис. 5.19 представлены основные размеры продольных перегородок.

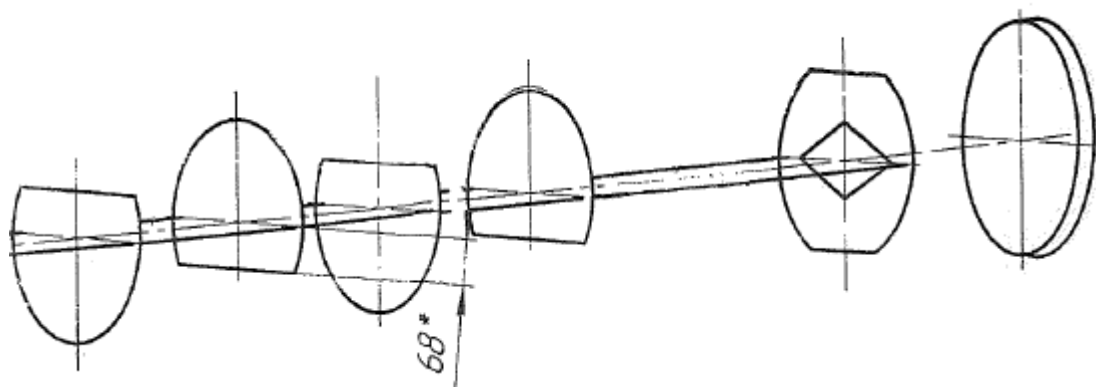


Рисунок 5.19- Размещение поперечных перегородок

Таблица 5.13- Основные параметры перегородок

Поперечные перегородки					
Минимальная толщина, мм	Расстояние между перегородкой и трубной решёткой, мм	Расстояние между перегородками, мм	Количество перегородок	Диаметр перегородки, мм	Ширина перегородки, мм
4	290	140	37	216	176
Продольная перегородка					
Ширина перегородки		Минимальная толщина перегородки		Длина перегородки	
300		10		296	

## 5.11 Расчет теплообменника от воздействия опорных нагрузок

Целью расчета, является проверка несущей способности корпуса аппарата от воздействия опорной нагрузки от рабочего веса аппарата. В расчете определяется необходимость подкладного листа.

Согласно [20] выбираем седловую опору. На рис. 5.20 представлена схема седловой опоры по [20].

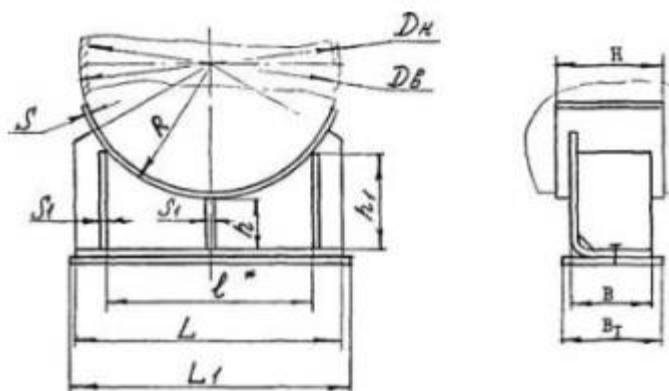


Рисунок 5.20 – Схема к расчету седловой опоры

Таблица 5.14- Исходные данные для расчета седловой опоры

Название величины	Размерность	Обозначение и значение
Внутренний диаметр аппарата	мм	D=325
Высота выпуклой части днища по внутренней поверхности	мм	H=106
Длина цилиндрической части сосуда	мм	L=6470
Исполнительная толщина подкладного листа	мм	$s_2=12$
Расчетные давления	МПа	$p=0.7$
Ширина седловой опоры	мм	$b=140$
Ширина подкладного листа	мм	$b_2=180$
Длина свободно выступающей части	мм	$e=1731$
Длина выступающей цилиндрической части сосуда	мм	$a=1625$
Высота выпуклой части крышки	мм	H=106
Допускаемое напряжение при температуре 20 °С	МПа	$\sigma_{20}=180$
Допускаемое напряжение при расчетной температуре,	МПа	$\sigma_t=160$
Модуль продольной упругости при расчетной температуре	МПа	$E = 1.91 \cdot 10^5$
Плотность воды	кг/м <sup>3</sup>	$\rho_v=998$
Плотность стали	кг/м <sup>3</sup>	$\rho=7850$



Критерием проверки несущей способности устойчивость:

$$F_1 \leq [F]_1 \quad \text{Н}$$

где  $F_1$  – расчетное усилие, действующее на опору, Н.

Так как масса аппарата при гидроиспытании известна из [9], и она равна 3125 кг, вес соответственно 30625 Н.

Объём аппарата:

$$V_{\text{ап}} := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot L_{\text{ап}} \qquad V_{\text{ап.}} := \frac{\pi \cdot 0.305^2}{4} \cdot 6.680 = 0.488 \quad \text{м}^3$$

где  $L_{\text{ап}}$  – длина аппарата, м.

Рассчитаем вес жидкости:

$$G_{\text{воды}} := V_{\text{ап.}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot g \qquad G_{\text{воды.}} := 0.488 \cdot 998 \cdot 9.8 = 4.773 \times 10^3 \quad \text{Н}$$

где  $\rho_{\text{в}}$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>.

Тогда вес самого аппарата равен:

$$G = 25852 \text{ Н}$$

Расчетная схема определения усилий представлена на рис. 5.21.

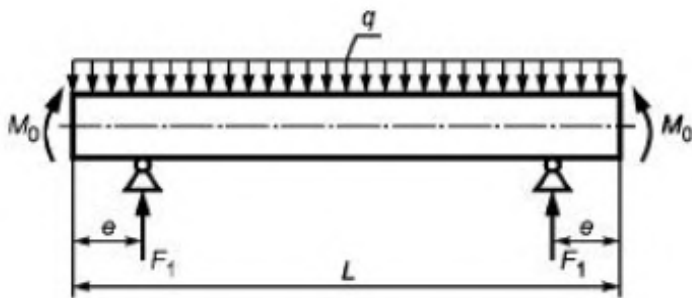


Рисунок 5.21- Расчетная схема определения усилий

Нагрузки для приведенной на рис.5.21 балки вычисляются по формулам 28 и 29 [19]:

$$q := \frac{G}{L + \frac{4 \cdot H}{3}} \qquad q := \frac{25852}{6.47 \times 10^3 + \frac{4 \cdot 106}{3}} = 3.91 \quad \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

$$M_0 := q \cdot \frac{D^2}{16} \qquad M_{0.} := 3.91 \cdot \frac{305^2}{16} = 2.273 \times 10^4 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

где  $L$  - длина цилиндрической части сосуда, включая длину цилиндрической отбортовки днища, мм

$H$  - высота выпуклой части крышки по внутренней поверхности без учета цилиндрической отбортовки, мм;

$q$  - распределенная нагрузка эквивалентного сосуда, Н/мм;

$G$  - вес сосуда, Н.

Опорное усилие в общем случае определяется методами технической механики:

$$F_{11} := \frac{G}{2} \quad F_{11.} := \frac{25852}{2} = 1.293 \times 10^4 \text{ Н}$$

где  $F_{11}$  – опорное усилие, Н.

Изгибающие моменты следует вычислять в сечениях обечайки над опорами и между опорами в сечениях, где они имеют наибольшие значения.

Изгибающие момент над опорой вычисляют по формуле 31 [19]:

$$M_1 := \frac{q \cdot e^2}{2} - M_0$$

$$M_{1.} := \frac{3.91 \cdot (1.721 \times 10^3)^2}{2} - 2.273 \times 10^4 = 5.768 \times 10^6 \text{ Н·мм}$$

где  $M_1$  – расчетный изгибающий момент над  $i$ -й опорой, Н·мм;

$e$  - длина свободно выступающей части эквивалентного сосуда, мм.

Максимальный момент между опорами для схемы, представленной на рис.5.22, вычисляют по формуле 32 [19]:

$$M_{12} := M_0 + F_{11} \cdot \left( \frac{L}{2} - a \right) - \frac{q}{2} \cdot \left( \frac{L}{2} + \frac{2}{3} \cdot H \right)^2$$

$$M_{12.} := 2.273 \times 10^4 + 1.293 \times 10^4 \cdot \left( \frac{6470}{2} - 1.625 \times 10^3 \right) - \frac{3.91}{2} \cdot \left( \frac{6470}{2} + \frac{2}{3} \cdot 106 \right)^2$$

$$M_{12.} = -5.231 \times 10^5 \text{ Н·мм}$$

где  $M_{12}$  – максимальный расчетный изгибающий момент между опорами, Н·мм;

$a$  - длина выступающей цилиндрической части сосуда, включая отбортовку днища, мм.

Поперечное усилие в сечении оболочки над опорой для схемы, представленной на рис. 5.21, вычисляют по формуле 33 [19]:

$$Q_1 := \frac{L - 2 \cdot a}{L + \frac{4}{3} \cdot H} \cdot F_{11} \quad Q_{1.} := \frac{6470 - 2 \cdot 1.625 \times 10^3}{6470 + \frac{4}{3} \cdot 106} \cdot 1.293 \times 10^4 = 6.297 \times 10^3 \text{ Н}$$

где  $Q_l$  – максимальное поперечное усилие, действующее в сечении над  $i$ -й опорой, Н.

Несущую способность обечайки в сечении между опорами следует проверять при условии:

$$\max(M_{12}) > \max(M_1)$$

Видно, что условие не выполняется, следовательно, расчёт на несущую способность обечайки в сечении между опорами не нужен.

Параметр, определяемый расстоянием до днища, вычисляют по формуле 39 [19]:

$$\gamma := 2.83 \cdot \frac{a}{D} \cdot \sqrt{\frac{(s - c)}{D}} \quad \gamma := 2.83 \cdot \frac{1.625 \times 10^3}{305} \cdot \sqrt{\frac{(10 - 3)}{305}} = 2.284$$

Параметр, определяемый шириной пояса опоры, вычисляют по формуле 40 [19]:

$$\beta_1 := 0.91 \cdot \frac{b}{\sqrt{D \cdot (s - c)}} \quad \beta_{1.} := 0.91 \cdot \frac{140}{\sqrt{305 \cdot (10 - 3)}} = 2.757$$

Общее меридиональное мембранное напряжение изгиба, действующее в области опорного узла, вычисляют по формуле 41 [19]:

$$\sigma_{mx} := \frac{4 \cdot M_1}{\pi \cdot D^2 \cdot (s - c)} \quad \sigma_{mx.} := \frac{4 \times 5.836 \times 10^6}{\pi \cdot 305^2 \cdot (10 - 3)} = 11.411 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{mx}$  – мембранные напряжения в меридиональном направлении, МПа.

Подкладной лист рассматривают как усиление стенки сосуда, во всех формулах и на графиках вместо  $(s - c)$  следует подставлять  $w$ , вычисляемую по формуле 47 [19]:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		131

$$w := (s - c) \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{12}{s - c}\right)^2} \quad w_{\cdot} := (10 - 3) \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{12}{10 - 3}\right)^2} = 13.892 \text{ мм}$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{10} := \max\left(\frac{e^{-\beta_1} \cdot \sin(\beta_1)}{\beta_1}, 0.25\right)$$

$$K_{10.} := \max\left[\frac{(1.731 \times 10^3)^{-2.757} \cdot \sin(2.757)}{2.757}, 0.25\right] = 0.25$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата:

$$K_{12} := \frac{1.15 - 0.1432 \cdot \delta}{\sin(0.5 \cdot \delta)} \quad K_{12.} := \frac{1.15 - 0.1432 \cdot 2.443}{\sin(0.5 \cdot 2.443)} = 0.852$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища:

$$K_{16} := 1 - \frac{0.65}{1 + (6 \cdot \gamma)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot \delta}} \quad K_{16.} := 1 - \frac{0.65}{1 + (6 \cdot 2.284)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot 2.443}} = 0.998$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{17} := \frac{1}{1 + 0.6 \cdot \sqrt[3]{\frac{D}{w} \cdot \frac{b}{D} \cdot \delta}} \quad K_{17.} := \frac{1}{1 + 0.6 \cdot \sqrt[3]{\frac{305}{13.892} \cdot \frac{180}{305} \cdot 2.443}} = 0.292$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата:

$$K_{13} := \frac{\max\left(1.7 - \frac{2.1 \cdot \delta}{\pi}, 0\right)}{\sin(0.5 \cdot \delta)} \quad K_{13.} := \frac{\max\left(1.7 - \frac{2.1 \cdot 2.443}{\pi}, 0\right)}{\sin(0.5 \cdot 2.443)} = 0.071$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища:

$$K_{15} := \min\left(1, \frac{0.8 \cdot \sqrt{\gamma} + 6 \cdot \gamma}{\delta}\right) \quad K_{15.} := \min\left(1, \frac{0.8 \cdot \sqrt{2.284} + 6 \cdot 2.284}{2.443}\right) = 1$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры:

$$K_{11} := \frac{1 - e^{-\beta_1 \cdot \cos(\beta_1)}}{\beta_1} \quad K_{11.} := \frac{1 - (1.731 \times 10^3)^{-2.757} \cdot \cos(2.757)}{2.757} = 0.363$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата:

$$K_{14} := \frac{1.45 - 0.43 \cdot \delta}{\sin(0.5 \cdot \delta)} \quad K_{14.} := \frac{1.45 - 0.43 \cdot 2.443}{\sin(0.5 \cdot 2.443)} = 0.425$$

Коэффициенты  $v_1$ , и  $v_2$ , для определения коэффициента  $K_1$  приведены в [табл.1, 19]. Для  $v_2$  принимают соответственно  $v_{2,1}$  или  $v_2$ , дающие наименьшее предельное напряжение изгиба.

$$v_{12} := \frac{-0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}} \quad v_{12.} := \frac{-0.23 \cdot 0.071 \cdot 1}{0.852 \cdot 0.25} = -0.077$$

$$v_{13} := \frac{-0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5 \cdot \delta)} \quad v_{13.} := \frac{-0.53 \cdot 0.363}{0.425 \cdot 0.998 \cdot 0.298 \cdot \sin(0.5 \cdot 2.443)} = -1.62$$

$$v_{212} := -\sigma_{mx} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_d} \quad v_{212.} := -11.411 \cdot \frac{1}{1.25 \cdot 160} = -0.057$$

$$v_{213} := 0$$

$$v_{222} := \left( \frac{p \cdot D}{4 \cdot w} - \sigma_{mx} \right) \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_d} \quad v_{222.} := \left( \frac{0.7 \cdot 305}{4 \cdot 13.892} - 11.411 \right) \cdot \frac{1}{1.25 \cdot 160} = -0.038$$

$$v_{223} := \frac{p \cdot D}{2 \cdot w} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_d} \quad v_{223.} := \frac{0.7 \cdot 305}{2 \cdot 13.892} \cdot \frac{1}{1.25 \cdot 160} = 0.038$$

где  $v_{12}$  - коэффициент, представляющий отношение местных мембранных напряжений к местным напряжениям изгиба;

$v_{13}$  - коэффициент, учитывающий степень нагрузки общими мембранными напряжениями.

Коэффициент, необходимые для расчёта предельного напряжения изгиба:

$$K_{112} := \frac{1 - \nu_{212}^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{12} \cdot \nu_{212}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{12} \cdot \nu_{212}\right)^2 + (1 - \nu_{212}^2) \cdot \nu_{12}^2}} = 1.457$$

$$K_{122} := \frac{1 - \nu_{213}^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{13} \cdot \nu_{213}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{13} \cdot \nu_{213}\right)^2 + (1 - \nu_{213}^2) \cdot \nu_{13}^2}} = 0.503$$

$$K_{113} := \frac{1 - \nu_{222}^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{12} \cdot \nu_{222}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{12} \cdot \nu_{222}\right)^2 + (1 - \nu_{222}^2) \cdot \nu_{12}^2}} = 1.466$$

$$K_{123} := \frac{1 - \nu_{223}^2}{\left(\frac{1}{3} + \nu_{13} \cdot \nu_{223}\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + \nu_{13} \cdot \nu_{223}\right)^2 + (1 - \nu_{223}^2) \cdot \nu_{13}^2}} = 0.522$$

$$K_{1.2} := \min(K_{112}, K_{122}) \quad K_{1.2} = 0.503$$

$$K_{1.3} := \min(K_{113}, K_{123}) \quad K_{1.3} = 0.522$$

Предельное напряжение изгиба вычисляют по формуле 1 [19], которая ограничивает местные напряжения изгиба в зависимости от местных мембранных напряжений и степени нагрузки общими мембранными напряжениями:

$$\sigma_{i2} := K_{1.2} \cdot K_2 \cdot \sigma_d \quad \sigma_{i2} := 0.503 \cdot 1.25 \cdot 160 = 100.6 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{i3} := K_{1.3} \cdot K_2 \cdot \sigma_d \quad \sigma_{i3} := 0.522 \cdot 1.25 \cdot 160 = 104.4 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{i2}$  и  $\sigma_{i3}$  - предельное напряжение изгиба, МПа.

Допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном направлении, вычисляемое по формуле 43 [19]:

$$F_{d2} := \frac{0.7 \cdot \sigma_{i2} \cdot \sqrt{D \cdot w} \cdot (w)}{K_{10} \cdot K_{12}} \quad F_{d2} := \frac{0.7 \cdot 100.6 \cdot \sqrt{305 \cdot 13.892} \cdot (13.892)}{0.25 \cdot 0.852} = 2.99 \times 10^5 \text{ Н}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении, вычисляемое по формуле 44 [19]:

$$F_{d3} := \frac{0.9 \cdot \sigma_{i3} \cdot \sqrt{D \cdot (w)} \cdot (w)}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17}} \quad F_{d3} := \frac{0.9 \cdot 104.4 \cdot \sqrt{305 \cdot 13.892} \cdot (13.892)}{0.425 \cdot 0.998 \cdot 0.292} = 6.86 \times 10^5 \text{ Н}$$

Условие прочности вычисляется по формуле 42 [19]:

$$F_{11} \leq \min(F_{d2}, F_{d3})$$

$$1.293 \times 10^4 \leq 2.993 \times 10^5$$

Условие прочности выполняется, так как опорное усилие намного меньше, чем допускаемое опорное усилие в меридиональном и в окружном направлениях.

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры, вычисляемое по формуле 46 [19]:

$$F_e := F_{11} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D}{(w)}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} \quad F_e := 1.293 \times 10^4 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{305}{(13.892)}} \cdot 0.071 \cdot 1 = 3.378 \times 10^3 \text{ Н}$$

Допускаемое поперечное усилие:

$$Q_d := \begin{cases} Q_{dp} \leftarrow 0.25 \cdot \sigma_d \cdot \pi \cdot D \cdot (w) \\ Q_{de} \leftarrow \frac{2.4 \cdot E \cdot (w)^2}{n_y} \cdot \left[ 0.18 + 3.3 \cdot \frac{D \cdot (w)}{L^2} \right] \\ Q_d \leftarrow \frac{Q_{dp}}{\sqrt{1 + \left( \frac{Q_{dp}}{Q_{de}} \right)^2}} \end{cases}$$

$$Q_d = 5.308 \times 10^5 \text{ Н}$$

Для сосудов, работающих под внутренним избыточным давлением  $p_v = 0$ .

Допускаемое усилие из условия устойчивости:

$$F_d := \pi \cdot (D + w) \cdot (w) \cdot \sigma_d \quad F_d := \pi \cdot (305 + 13.892) \cdot (13.892) \cdot 160 = 2.227 \times 10^6 \text{ Н}$$

Допускаемое наружное давление:

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		135

$$p_d := \begin{cases} p_{dp} \leftarrow \frac{2 \cdot \sigma_d \cdot (s - c)}{D + (s - c)} \\ B_1 \leftarrow \min \left[ 1.0, 9.45 \cdot \frac{D}{L} \cdot \sqrt{\frac{D}{100 \cdot (s - c)}} \right] \\ p_{dE} \leftarrow \frac{2.08 \cdot 10^{-5} \cdot E}{n_y \cdot B_1} \cdot \frac{D}{L} \cdot \left[ \frac{100 \cdot (s - c)}{D} \right]^{2.5} \\ p_d \leftarrow \frac{p_{dp}}{\sqrt{1 + \left( \frac{p_{dp}}{p_{dE}} \right)^2}} \end{cases}$$

$$p_d = 2.031 \quad \text{МПа}$$

Допускаемый изгибающий момент:

$$M_d := \begin{cases} M_p \leftarrow \frac{\pi}{4} \cdot D \cdot (D + s - c)(s - c) \cdot \sigma_d \\ M_E \leftarrow \frac{8.9 \cdot 10^{-5} \cdot E}{n_y} \cdot D^3 \cdot \left[ \frac{100 \cdot (s - c)}{D} \right]^{2.5} \\ M_d \leftarrow \frac{M_p}{\sqrt{1 + \left( \frac{M_p}{M_E} \right)^2}} \end{cases}$$

$$M_d = 8.359 \times 10^7 \quad \text{Н} \cdot \text{мм}$$

Проверку устойчивости следует проводить по формуле 45 [19]:

$$\frac{p_v}{p_d} + \frac{M_1}{M_d} + \frac{F_e}{F_d} + \left( \frac{Q_1}{Q_d} \right)^2 \leq 1$$

$$\frac{0}{2.031} + \frac{5.768 \times 10^6}{8.359 \times 10^7} + \frac{3.378 \times 10^3}{2.227 \times 10^6} + \left( \frac{6.297 \times 10^3}{5.308 \times 10^5} \right)^2 = 0.071$$

$$0.071 \leq 1$$

Условие устойчивости из неравенства выполняется.



## 6. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕННИКА

Целью гидравлического расчета является расчет потерь давления в трубопроводе, в трубном и межтрубном пространствах теплообменника с дальнейшим выбором насоса для того, чтобы нагреваемый продукт поступал в теплообменник из резервуара. Длину всего трубопровода, включая местные сопротивления, примем равным 30 м.

Рассчитаем мощность, потребляемую двигателем насоса для перемещения продукта в теплообменник (трубчатку) по формуле [1, с. 20]:

$$N := \frac{V \cdot \Delta P_{\text{общ}}}{1000 \cdot \eta}$$

где  $N$  – мощность насоса, Вт;

$V$  – объемный расход,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\Delta P_{\text{общ}}$  – повышение давления, сообщаемое насосом перекачиваемому потоку и равное полному гидравлическому сопротивлению сети, Па;

$\eta$  – КПД насоса.

Повышение давления складывается из двух значений:

$$\Delta P_{\text{общ.}} := \Delta P_{\text{до.тепл}} + \Delta P_{\text{тепл}}$$

где  $\Delta P_{\text{до.тепл}}$  – потери давления до теплообменника, Па;

$\Delta P_{\text{тепл}}$  – потери давления в теплообменнике, Па.

					ФЮРА.УРОН.000.000.ПЗ				
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата					
Разраб.	Трушина Д.С.				<div>Гидравлический расчет</div> <div>Литер.    Лист    Листов</div> <div>Д    137    8</div> <div>ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4K51</div>				
Руковод.	Семакина О.К.								
Н. Контр.									
Утверд.									

## 6.1 Расчет потерь давления в трубопроводе

Потери давления в трубопроводе найдем по формуле [1, с. 25]:

$$\Delta P_{\text{до.тепл.}} := \frac{\rho_{\text{н}} \cdot w_{\text{н.}}^2}{2} \cdot \left( \sum \xi + 1 + \frac{\lambda \cdot L}{d_{\text{вн1.2.}}} \right) + \rho_{\text{н}} \cdot g \cdot h_{\text{под}} + \Delta p_{\text{доп}} \quad \text{Па}$$

где  $\rho_{\text{н}}$  – плотность нефти при средней температуре, кг/м<sup>3</sup>;

$\rho_{\text{д}}$  – плотность дизельного топлива при средней температуре, кг/м<sup>3</sup>;

$w_{\text{д}}$  – скорость дизельного топлива в трубопроводе, м/с;

$w_{\text{н}}$  – скорость нефти в трубопроводе, м/с;

$\lambda$  – коэффициент трения;

$L$  – длина трубопровода до теплообменника, м;

$d_{\text{вн}}$  – внутренний диаметр штуцера ввода/вывода продукта, м;

$\sum \xi$  – сумма коэффициентов сопротивлений;

$h_{\text{под}}$  – высота подъема жидкости по трубопроводу, м;

$\Delta p_{\text{доп}}$  – дополнительные потери, Па.

Объемный расход обессоленной нефти и дизельного топлива рассчитаем через массовый расход по формуле:

$$\begin{aligned} V_{\text{н.}} &:= \frac{G_{\text{н}}}{\rho_{\text{н}}} & V_{\text{н.}} &:= \frac{7.306}{852.3} = 8.572 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} \\ V_{\text{д.}} &:= \frac{G_{\text{д}}}{\rho_{\text{д}}} & V_{\text{д.}} &:= \frac{1.05}{865} = 1.214 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} \end{aligned}$$

где  $G_{\text{н}}$  – массовый расход обессоленной нефти, м<sup>3</sup>/с,

$G_{\text{д}}$  – массовый расход дизельного топлива, м<sup>3</sup>/с.

Скорость обессоленной нефти и дизельного топлива в трубопроводе находим из уравнения расхода:

$$\begin{aligned} w_{\text{н.}} &:= \frac{V_{\text{н}}}{0.785 \cdot d_{\text{вн1.2.}}^2} & w_{\text{н.}} &:= \frac{8.572 \times 10^{-3}}{0.785 \cdot 0.1^2} = 1.092 \text{ м/с} \end{aligned}$$

$$w_{.д.} := \frac{V_{.д.}}{0.785 \cdot d_{вн1.2.}^2} \quad w_{.д..} := \frac{1.214 \times 10^{-3}}{0.785 \cdot 0.1^2} = 0.155 \quad \text{м/с}$$

Внутренний диаметр трубопровода принимаем такой же, как и диаметр штуцера для ввода и вывода обессоленной нефти:

$$d_{тр.} := d_{вн1.2..} = 100 \quad \text{мм}$$

$$d_{тр.} := d_{вн3.4.} = 100 \quad \text{мм}$$

где  $d_{тр}$  – внутренний диаметр трубопровода, м.

Определяем коэффициент трения. По таблице XII [1, с. 519] шероховатость стальных труб равна:

$$e := 0.2 \quad \text{мм}$$

где  $e$  – шероховатость новых стальных труб, мм.

По рисунку 1.5 [1, с. 22] для:

$$\frac{d_{тр.}}{e} = 500 \quad \text{и} \quad Re_{н.} = 1.814 \times 10^4$$

находим коэффициент трения ( $\lambda$ ):

$$\lambda_{н.} := 0.027$$

Находим коэффициент трения ( $\lambda$ ) для дизельного топлива

$$\lambda_{д.} := \frac{0.316}{Re_{д.}^{0.25}} \quad \lambda_{д.} := \frac{0.316}{20000^{0.25}} = 0.027$$

Определим все коэффициенты местных сопротивлений по таблице XIII [1, с. 520] и сведем их в табл.6.1.

Таблица 6.1 – Коэффициенты местных сопротивлений

Вид сопротивления	$\Sigma \zeta$
Вход в трубу с острыми краями	$\zeta_1=0,5$
Выход из трубы	$\zeta_2=1$
Диафрагма (отвесившие) с открытыми краями в прямой трубе	$\zeta_3=4$
Отводы :	$\zeta_4=1$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений:

$$\Sigma \xi := \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4 = 6.5$$

Дополнительные потери давления:

$$\Delta P_{\text{доп.}} := 9.81 \cdot 0.1 \cdot 10^4 = 9.81 \times 10^3 \text{ Па}$$

Так как теплообменник расположен горизонтально, то высота подъёма жидкости по трубопроводу можно взять равной нулю.

Потери давления до теплообменника, Па:

$$\Delta P_{\text{до..тепл.1}} := \frac{852.3 \cdot 1.092^2}{2} \cdot \left( 6.5 + 1 + \frac{0.021 \cdot 30}{0.1} \right) + 852.3 \cdot 9.81 \cdot 0 + 9.81 \times 10^3 = 1.682 \times 10^4 \text{ Па}$$

$$\Delta P_{\text{до..тепл.2}} := \frac{865 \cdot 0.155^2}{2} \cdot \left( 6.5 + 1 + \frac{0.027 \cdot 30}{0.1} \right) + 865 \cdot 9.81 \cdot 0 + 9.81 \times 10^3 = 9.972 \times 10^3 \text{ Па}$$

## 6.2. Расчет потерь давления в трубном пространстве теплообменника

Потери давления находим согласно [1, с. 55]:

$$\Delta P_{\text{тепл.}} := \Delta P_{\text{ск}} + \Delta P_{\text{м.с}} \quad \text{Па}$$

где  $\Delta P_{\text{ск}}$  – скоростное давление в трубах, Па;

$\Delta P_{\text{м.с}}$  – потери давления на преодоление местных сопротивлений теплообменника, Па.

Скоростное давление рассчитывается по формуле:

$$\Delta P_{\text{ск.н}} := \frac{\rho_{\text{н}} \cdot w_{\text{н}}^2}{2} \quad \Delta P_{\text{ск.н.}} := \frac{852.3 \cdot 1.092^2}{2} = 508.169 \quad \text{Па}$$

Найдем также коэффициент трения трубок. При соотношении:

$$\frac{d_{\text{вн}}}{e} = 0.08 \quad \text{и} \quad Re_{\text{н.}} = 1.814 \times 10^4$$

По рисунку 1.5 [1, с. 22]:

$$\lambda := 0.039$$

Потери давления на преодоление трения в трубах:

$$\Delta P_{\text{тр}} := \Delta P_{\text{ск.н.}} \cdot \lambda \cdot \frac{Z \cdot l_{\text{T}}}{d_{\text{вн}}} \quad \Delta P_{\text{тр.}} := 508.169 \cdot 0.039 \cdot \frac{2 \cdot 6}{0.016} = 1.486 \times 10^4 \quad \text{Па}$$

где  $\Delta P_{\text{тр}}$  – потери давления на преодоление трения, Па;

$Z$  – число ходов в трубном пространстве.

Определяем потери давления на преодоление местных сопротивлений теплообменника по следующим коэффициентам местного сопротивления сведённые в табл. 6.2.

Таблица 6.2 – Местные сопротивления теплообменника

Вид сопротивления	$\zeta$	$\Sigma \zeta$
Входная и выходная камера	$\zeta_1=1,5$	$\Sigma \zeta_1=1,5 \cdot 2=3$
Вход в трубу и выход из них	$\zeta_2=1$	$\Sigma \zeta_2=1 \cdot 4=4$
Поворот на 180 °С из одной секции в другую	$\zeta_3=2,5$	$\Sigma \zeta_3=2,5$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений:

$$\Sigma \xi_T := \Sigma \xi_{1.} + \Sigma \xi_{2.} + \Sigma \xi_{3.} = 9.5$$

$$\Delta P_{\text{м.с.н.}} := \Sigma \xi_{1.} \cdot \Delta P_{\text{ск.н.}} + (\Sigma \xi_T) \cdot \Delta P_{\text{тр}} \quad \text{Па}$$

$$\Delta P_{\text{м..с.н.}} := 3 \cdot 508.169 + (9.5) \cdot 1.406 \times 10^3 = 1.488 \times 10^4 \quad \text{Па}$$

где  $\Sigma \xi_1$  – сопротивления входной и выходной камеры.

$$\Delta P_{\text{..тепл.}} := \Delta P_{\text{м..с.н.}} + \Delta P_{\text{тр}}$$

$$\Delta P_{\text{..тепл.}} := 1.488 \times 10^4 + 1.406 \times 10^3 = 1.629 \times 10^4 \quad \text{Па}$$

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		142

### 6.3 Расчет потерь давления в межтрубном пространстве теплообменника

Скоростное давление рассчитывается по формуле:

$$\Delta P_{\text{ск.2.д}} := \frac{\rho_{\text{д}} \cdot w_{\text{д}}^2}{2} \quad \Delta P_{\text{ск.2д}} := \frac{865 \cdot 0.155^2}{2} = 10.391 \quad \text{Па}$$

Определяем потери давления на преодоление местных сопротивлений теплообменника по следующим коэффициентам местного сопротивления сведённые в табл. 6.3.

Таблица 6.3 – Местные сопротивления теплообменника

Вид сопротивления	$\zeta$	$\Sigma \zeta$
Вход в межтрубное пространство или выход из него	$\zeta_1=1.5$	$\Sigma \zeta_1=1,5*2=3$
Поворот на 180 °С через перегородку в межтрубном пространстве	$\zeta_2=1.5$	$\Sigma \zeta_2=1.5*37=55.5$
Поворот на 180 °С в межтрубном пространстве	$\zeta_3=1.0$	$\Sigma \zeta_3=1*2=2$

Сумма коэффициентов местных сопротивлений:

$$\Sigma \xi_{\text{МЖТ}} := \Sigma \xi_1 + \Sigma \xi_2 + \Sigma \xi_3 = 60.5$$

$$\Delta P_{\text{м.с.д}} := \Sigma \xi_{\text{МЖТ}} \cdot \Delta P_{\text{ск.2д}} \quad \text{Па}$$

$$\Delta P_{\text{м.с.д}} := 60.5 \cdot 10.391 = 628.655 \quad \text{Па}$$

Теперь, когда все известно, находим общее гидравлическое сопротивление трубного и межтрубного пространства теплообменника.

## 6.4 Подбор насоса по рассчитанным данным

Находим общее повышение давления трубного пространства:

$$\Delta P_{\text{общ.н}} := \Delta P_{\text{.тепл}} + \Delta P_{\text{до..тепл.1}}$$

$$\Delta P_{\text{.общ.н}} := 3.262 \times 10^4 + 1.774 \times 10^4 = 5.036 \times 10^4 \text{ Па}$$

Находим общее повышение давления межтрубного пространства:

$$\Delta P_{\text{общ.д}} := \Delta P_{\text{м.с}} + \Delta P_{\text{до..тепл.2}}$$

$$\Delta P_{\text{.общ.д}} := 628.644 + 9.972 \times 10^3 = 1.06 \times 10^4 \text{ Па}$$

Рассчитаем мощность насоса. Примем КПД насоса:

$$\eta_{\text{н}} := 0.8$$

Мощность насоса:

$$N_{\text{н}} := \frac{V_{\text{н}} \cdot \Delta P_{\text{.общ.н}}}{1000 \cdot \eta} \quad N_{\text{н.}} := \frac{8.572 \times 10^{-3} \times 5.036 \times 10^4}{1000 \cdot 0.8} = 0.54 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{д}} := \frac{V_{\text{д}} \cdot \Delta P_{\text{.общ.д}}}{1000 \cdot \eta} \quad N_{\text{д.}} := \frac{1.214 \times 10^{-3} \times 1.06 \times 10^4}{1000 \cdot 0.8} = 0.016 \text{ кВт}$$

Определяем высоту всасывания насосом:

$$H_{\text{вс.н}} := \frac{\Delta P_{\text{.общ.н}}}{g \cdot \rho_{\text{н}}} \quad H_{\text{вс.н.}} := \frac{5.036 \times 10^4}{9.81 \cdot 852.3} = 6.023 \text{ м}$$

$$H_{\text{вс.д}} := \frac{\Delta P_{\text{.общ.д}}}{g \cdot \rho_{\text{д}}} \quad H_{\text{вс.д.}} := \frac{1.06 \times 10^4}{9.81 \cdot 865} = 1.249 \text{ м}$$

По рассчитанным данным подбираем насос по [1, с. 92]. Характеристики насоса и электродвигателя представлены в табл.6.4.

Таблица 6.4 – Характеристики насоса и электродвигателя

Марка насоса	$Q, \text{м}^3/\text{с}$	Н, м столба жидкости	n, об/с	$\eta_{\text{н}}$	Электродвигатель		
					тип	N, кВт	$\eta_{\text{д}}$
X20/18	$5,5 \times 10^{-3}$	10,5	48,3	0,60	АО2-31-2	3	-
X20/18	$5,5 \times 10^{-3}$	13,8	48,3	0,60	АО2-31-2	3	-



## 7. РАСЧЕТ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ

В качестве теплоизоляции примем совелит [8]. Определим суммарный коэффициент теплоотдачи в окружающую среду лучеиспусканием и конвекцией по уравнению [1, с.168]:

$$\alpha_{\text{из}} := 9.74 + 0.07 \cdot \Delta t_{\text{ок}} \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

где  $\alpha_{\text{из}}$  – коэффициент теплоотдачи в окружающую среду,  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\Delta t_{\text{ок}}$  – разность температур поверхности аппарата и окружающего воздуха.

Температура поверхности изоляции не должна превышать  $60^\circ\text{C}$  [1, с. 201].

Разность температур:

$$\Delta t_{\text{ок}} := -40$$

Тогда коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_{\text{из.}} := 9.74 + 0.07 \cdot \Delta t_{\text{ок}} \quad \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Удельный тепловой поток:

$$q := \alpha_{\text{из.}} \cdot \Delta t_{\text{ок}} \quad \text{Вт}/\text{м}^2$$

где  $q$  – удельный тепловой поток,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ .

Принимаем приближенно, что все термические сопротивления сосредоточено в слое изоляции:

$$q := \frac{\lambda_{\text{с}}}{\delta} \cdot (T_{\text{конд}} - 20) \quad \text{Вт}/\text{м}^2$$

откуда толщина изоляции:

$$\delta_{\text{и}} := \frac{\lambda_{\text{с}}}{q} \cdot (T_{\text{конд}} - 20) = 0.02 \quad \text{м}$$

где  $\lambda_{\text{с}}$  – коэффициент теплопроводности совелита [табл. XXXVII, 10, с. 529];

$T_{\text{конд}}$  – рабочая температура в кожухе аппарата,  $^\circ\text{C}$ ;

$\delta_{\text{и}}$  – толщина теплоизоляции, м.

Принимаем толщину изоляции 20 мм.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		145

## 8. ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ

### 8.1 Предпроектный анализ. Анализ рынка. Основные потребители и конкуренты

В данной работе продуктом и целевым рынком являются:

Продукт: кожухотрубчатый теплообменник, он относится к наиболее распространенным аппаратам. Его применяют для нагрева продукта. В данном случае, теплообменник необходим для того, чтобы нагреть обессоленную нефти.

Целевой рынок: ООО "Томскнефтепереработка" (ТНП), ООО «ТОМСКНЕФТЕХИМ».

Ближайшими конкурентами по переработки нефти в России является такие предприятия как Александровский нефтеперерабатывающий завод (АНПЗ), Томский нефтеперерабатывающий завод (Томский НПЗ), Газпромнефть-Омский НПЗ, Яйский нефтеперерабатывающий завод (Яйский НПЗ).

### 8.2 SWOT-анализ

SWOT-анализ применяют для исследования внешней и внутренней среды проекта. Итогом SWOT-анализа считается описание сильных и слабых сторон рассчитанного аппарата, выявление возможностей и опасностей для его реализации, которые проявились или же имеют все шансы возникнуть в его внешней среде [21].

Первый этап заключается в описании сильных и слабых сторон проекта, в выявлении возможностей и угроз для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде.

					ФЮРА.УРОН.000.000.ПЗ				
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата	Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Литер.	Лист	Листов	
Разраб.		Трушина Д.С.				Д	146	19	
Руковод.		Семакина О.К.				ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4K51			
Н. Контр.									
Утверд.									

Таблица 8.1 – SWOT-анализ

	<b>Сильные стороны проекта</b> С1. Более низкая стоимость аппарата по сравнению с импортными производителями. С2. Энергоэффективность технологии. С3. Возможность работы с взрывоопасными веществами. С4. Возможности механической очистки межтрубного пространства.	<b>Слабые стороны проекта</b> Сл1. Сложность в обслуживании аппарата (монтаж и ремонт). Сл2. Высокая металлоёмкость. Сл3. Большое количество конкурентных производителей данного аппарата.
<b>Возможности</b> В1. Возможность увеличения поверхности теплопередачи В2. Возможность использования аппарата в местах с пониженной температурой. В3. Развитие потребительской способности рынка на выпускаемый продукт.		
<b>Угрозы</b> У1. Высокая конкуренция рынка. У2. Угроза перекоса и заклинивания механизма «плавающей головки». У3. Угроза нарушения герметичности при неправильной эксплуатации.		

В рамках второго этапа необходимо построить интерактивную матрицу проекта. Ее использование помогает разобраться с различными комбинациями взаимосвязей областей матрицы SWOT.

Таблица 8.2 – Интерактивная матрица проекта

Сильные стороны проекта					
Возможности проекта		С1	С2	С3	С4
	В1	+	+	0	+
	В2	+	+	+	-
	В3	+	+	+	+

В рамках третьего этапа должна быть составлена итоговая матрица SWOT-анализа.

Таблица 8.3 –Итоговый SWOT-анализ

	<b>Сильные стороны проекта</b> С1. Более низкая стоимость аппарата по сравнению с импортными производителями. С2. Энергоэффективность технологии. С3. Возможность работы с взрывоопасными веществами. С4. Возможности механической очистки межтрубного пространства	<b>Слабые стороны проекта</b> Сл1. Сложность в обслуживании аппарата (монтаж и ремонт). Сл2. Высокая металлоёмкость. Сл3. Большое количество конкурентных производителей данного аппарата.
<b>Возможности</b> В1. Возможность увеличения поверхности теплопередачи В2. Возможность использования аппарата в местах с пониженной температурой. В3. Развитие потребительской способности рынка на выпускаемый продукт.	<b>Сильные стороны и возможности</b> 1.Использование развитых поверхностей теплообмена как внутри труб, так и в межтрубном пространстве. 2.Аппарат работает как при очень низких, так и при очень высоких температурах. 3.Развитие торговых отношений.	<b>Слабые стороны и возможности</b> 1.Создание новой технологии, которая бы исключила сложности при ремонте. 2.Использование альтернативных материалов. 3. Привлечение новых клиентов.
<b>Угрозы</b> У1. Высокая конкуренция рынка. У2. Угроза перекоса и заклинивания механизма «плавающей головки». У3. Угроза нарушения герметичности при неправильной эксплуатации.	<b>Сильные стороны и угрозы</b> 1.Продвижение товара на мировой рынок за счет высокой производительности и дешевой стоимости. 2.Избегать резкие скачки температуры и давления. 3.Использование подходящего фланца или замена прокладок.	<b>Слабые стороны и угрозы</b> 1. Использование более простых конструкций аппарата. Например, использование теплообменник с неподвижными трубными решётками. 2.Замена материала может повысить себестоимость теплообменника. 3.Повышение цен на выпускаемую продукцию

Исходя из SWOT – анализа можно сказать, что для поддержания конкуренции необходимо создать следующие мероприятия:

- Разработка новых технологий, которые бы заинтересовали иностранных инвесторов;
- Полный переход на отечественное оборудование, которое, со временем, будет разработано по новым технологиям.

## 8.3 Планирование работ

### 8.3.1. Структура работ в рамках научного исследования

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке:

- определение структуры работ в рамках научного исследования;
- определение участников каждой работы;
- установление продолжительности работ;
- построение графика проведения научных исследований.

В состав рабочей группы входят:

- Инженер (Трушина Дарья Сергеевна);
- Руководитель темы (Семакина Ольга Константиновна).

Перечень этапов, работ и распределение исполнителей в таблице 8.4.

Таблица 8.4 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ работы	Содержание работы	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Формирование и утверждение технического задания	Руководитель
Выбор направленности исследований	2	Подбор и изучение материалов по теме	Инженер
	3	Выбор направления исследований	Руководитель и инженер
	4	Календарное планирование работ по теме кожухотрубчатый теплообменник	Инженер
Теоретические и экспериментальные исследования	5	Проведение теоретических расчетов и обоснований	Инженер
	6	Проверка расчетов	Руководитель
Обобщение и оценка результатов	7	Оценка эффективности полученных результатов	Руководитель и инженер
	8	Определение целесообразности проведения ОКР	Инженер
Проведение ОКР			
Разработка технической документации и проектирование	9	Выбор и расчет конструкции	Инженер
	10	Оценка эффективности производства и применения проектируемого изделия	Инженер
	11	Проверка чертежей	Руководитель
Оформление документации и чертежей по ОКР	12	Составление пояснительной записки (эксплуатационно-технической документации)	Инженер

### 8.3.2 Определение трудоемкости выполнения работ

Для определения ожидаемого (среднего) значения трудоемкости  $t_{ожі}$  используется следующая формула [21]:

$$t_{ожі} = \frac{3t_{\min i} + 2t_{\max i}}{5},$$

где  $t_{ожі}$  – ожидаемая трудоемкость выполнения из 12 работ чел.-дн.;

$t_{\min i}$  – минимально возможная трудоемкость выполнения работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.;

$t_{\max i}$  – максимально возможная трудоемкость выполнения работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.

Данный проект выполняется 6 месяца (январь - июнь) количество рабочих дней при пятидневной рабочей недели составляет 120 дней. Поэтому 120 дней необходимо распределить на 12 работ это будет максимально возможная трудоемкость. Кратчайший срок на дипломный проект составляет в сумме 89 дня.

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях  $T_p$ :

$$T_{p_i} = \frac{t_{ожі}}{Ч_i},$$

где  $T_{p_i}$  – продолжительность одной работы, раб. дн.;

$t_{ожі}$  – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн.

$Ч_i$  – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

### 8.3.3 График проведения работ

Длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{\text{кал}},$$

где  $T_{ki}$  – продолжительность выполнения каждой работы в календарных днях;

$T_{pi}$  – продолжительность выполнения каждой работы в рабочих днях;

$k_{\text{кал}}$  – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по следующей формуле:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых.празд}}} = \frac{365}{365 - 66} = 1,221$$

где  $T_{\text{кал}}$  – количество календарных дней в году;

$T_{\text{вых}}$  – количество выходных дней в году;

$T_{\text{пр}}$  – количество праздничных дней в году.

Таблица 8.5 – Временные показатели проведения работы


№ работы	Трудоемкость работы			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях $T_{pi}$	Длительность работ в календарных днях $T_{ki}$
	$t_{\min}$ , чел-дни	$t_{\max}$ , чел-дни	$t_{\text{ожг}}$ , чел-дни			
1	1	1	1	Руководитель	1	1
2	10	15	12	Инженер	12	15
3	2	3	2	Руководитель и инженер	1	1
4	1	3	2	Инженер	2	2
5	16	21	18	Инженер	18	22
6	2	3	2	Руководитель	2	2
7	1	3	2	Руководитель и инженер	1	1
8	2	4	3	Инженер	3	4
9	28	35	31	Инженер	31	38
10	2	3	2	Инженер	2	2
11	1	2	1	Руководитель	1	1
12	23	27	25	Инженер	25	31
Итого	89	120	101		99	120

На основе табл. 8.5 строится календарный план-график. График строится для максимального по длительности исполнения работ.

Таблица 8.6 – План-график проведения работы по теме «Установка разделения отбензиненной нефти с разработкой теплообменника»

№ работ	Вид работ	Исполнители	$T_{ki}$ кал. дн	Продолжительность выполнения работ					
				Янв	Февр.	Март	Апр	Май	Июнь
1	Составление технического задания	Руководитель	1						
2	Изучение материалов	Инженер	15						
3	Выбор направления исследования	Руководитель и инженер	1						
4	Планирование работ	Инженер	2						
5	Проведение расчетов	Инженер	22						
6	Проверка расчетов	Руководитель	2						
7	Оценка результатов	Руководитель и инженер	1						
8	Целесообразность ОКР	Инженер	4						
9	Выбор и расчет конструкции	Инженер	38						
10	Оценка эффективности изделия	Инженер	2						
11	Проверка чертежей	Руководитель	1						
12	Составление ПЗ и оформление чертежей	Инженер	31						

 - руководитель;

 - инженер;



### 8.3.4 Бюджет научно-технического исследования

В процессе формирования бюджета НТИ используется следующая группировка затрат по статьям:

- материальные затраты НТИ;
- затраты на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ;
- основная заработная плата исполнителей темы;
- дополнительная заработная плата исполнителей темы;
- отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления);
- затраты научные и производственные командировки;
- контрагентные расходы;
- накладные расходы.

#### 8.3.4.1 Расчет материальных затрат

Данный пункт включает стоимость всех материалов, используемых при разработке проекта.

Расчет материальных затрат осуществляется по следующей формуле [21]:

$$Z_m = (1 + k_T) \cdot \sum_{i=1}^m \Pi_i \cdot N_{расхi},$$

где  $m$  – количество видов материальных ресурсов, потребляемых при выполнении работы ( $m=1$ );

$N_{расхi}$  – количество материальных ресурсов  $i$ -го вида, планируемых к использованию при выполнении научного исследования (шт., кг, м, м<sup>2</sup> и т.д.);

$\Pi_i$  – цена приобретения единицы  $i$ -го вида потребляемых материальных ресурсов (руб./шт., руб./кг, руб./м, руб./м<sup>2</sup> и т.д.);

$k_T$  – коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы (15% от цены материалов).

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
						153
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблица 8.7 – Материальные затраты с учетом коэффициента  $k_T$ 

Наименование основных материалов и сырья	Единица измерения	Количество			Цена за ед., тыс. руб.			Затраты на материалы, Зм, руб.		
		Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3	Исп.1	Исп.2	Исп.3
Нефть	т	1	1,5	2	30,48	30,48	30,48	35052	52578	70104
Катализатор риформинга	т	0,04	0,05	0,06	47,8	47,8	47,8	2198,8	2748,5	3298,2
Итого, руб.		Исполнение 1			Исполнение 2			Исполнение 3		
		37250,8			55326,5			73402,2		

### 8.3.4.2 Сумма амортизационных отчислений

Расчет амортизационных отчислений будем вести по следующей формуле:

$$A_0 = \frac{C_{\Pi} * H_0}{100 * T_{\text{раб.дг.год}}} * T_{\text{раб}}$$

где  $A_0$  – амортизационные отчисления, руб;

$C_{\Pi}$  – стоимость оборудования, руб;

$H_0$  – норма амортизационных отчислений, для каждого оборудования, %

$T_{\text{раб.дг.год}}$  – рабочие дни в 2019 году, 247 дней;

$T_{\text{раб}}$  – дни эксплуатации в проекте.

Норму амортизационных отчисления ( $H_0$ ) высчитываем по формуле [21]:

$$H_0 = \frac{1}{n} * 100$$

где  $n$  – срок эксплуатации оборудования на производстве, лет.

Время использования оборудования ( $T_{\text{раб}}$ ) 5 дней в соответствии с экспериментальным исследованием.

Таблица 8.8- – Расчет амортизационных отчислений

Наименование основных средств	Количество основных средств, шт		Срок эксплуатации $n$ , лет	Норма амортизации $H_0$ , %	$C_{\Pi}$ тыс. руб.	$A_0$ , руб.	
	исп.1	исп.2				исп.1	исп.2
Колонна	1	1	20	5	5500	5566,8	
Холодильник	7	7	10	10	700	9919	
Теплообменник	12	14	20	5	365	4433,2	5172,1
Емкость	5	6	20	5	550	2783,4	3340,1
Насос	9	9	7	14,3	100	2605,3	
Печь	1	1	15	6,7	1100	1491,9	
Сепаратор	2	3	10	10	600	2429,2	3643,7
Итого						29228,8	31738,9

### 8.3.4.3 Расчет основной заработной платы

В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 –30 % от тарифа или оклада. Расчет основной заработной платы сводится в табл. 7.10.

Статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением НТИ, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату:

$$З_{зп} = З_{осн} + З_{доп} ,$$

где  $З_{осн}$  – основная заработная плата;

$З_{доп}$  – дополнительная заработная плата (12-20 % от  $З_{осн}$ ).

Основная заработная плата ( $З_{осн}$ ) руководителя (инженера) от предприятия (при наличии руководителя от предприятия) рассчитывается по следующей формуле:

$$З_{осн} = З_{дн} \cdot T_p ,$$

где  $З_{осн}$  – основная заработная плата одного работника;

$T_p$  – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн.;

$З_{дн}$  – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$З_{дн} = \frac{З_м \cdot M}{F_d} ,$$

где  $З_м$  – месячный должностной оклад работника, руб.;

$M$  – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

- при отпуске в 24 раб. дня  $M=11,2$  месяца, 5-дневная неделя;
- при отпуске в 48 раб. дней  $M=10,4$  месяца, 6-дневная неделя;

$F_d$  – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн. (табл. 8.9).

Таблица 8.9– Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Инженер
Календарное количество дней	365	365
Количество не рабочих дней:		
- выходные дни	44	48
- праздничные дни	14	14
Издержки рабочего времени:		
- отпуск	56	28
- невыходы по болезни		
Действительный фонд рабочего времени	251	223

Месячный должностной оклад работника:

$$З_{\text{м}} = З_{\text{тс}} * k_p,$$

где  $З_{\text{тс}}$  – оклад, руб.;

$k_p$  – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

Основная заработная плата руководителя (преподавателя ТПУ) с учетом должности доцента и степени кандидата технических наук, и заработная плата инженера в роли студента без районного коэффициента, руб.:

Основная заработная плата рабочих:

- при 5 рабочих днях руководителя: 9066,5 руб.;

- при 94 рабочих днях инженера: 157121 руб.

Таблица 8.10 – Расчет основной заработной платы

Исполнители	$З_{\text{тс}}$ руб.	$k_p$	$З_{\text{м}}$ , руб.	$З_{\text{дн}}$ , руб.	$T_p$ , раб.дн.	$З_{\text{осн}}$ , руб.
Руководитель	33664	1,3	43763,2	1813,3	5	9066,5
Инженер	25600		33280	1671,5	94	157 121
Итого						166 187,5

#### 8.3.4.4 Дополнительная заработная плата

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$З_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot З_{\text{осн}}$$

где  $k_{\text{доп}}$  – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимается равным 0,12 – 0,15).

$З_{\text{доп}}$  руководителя: 1088 руб.;

$З_{\text{доп}}$  инженера: 18854,5 руб.

В сумме  $З_{\text{доп}} = 19942,5$  руб.

В итоге заработная плата работников рассчитывается по формуле:

$$З_{\text{зп}} = З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}},$$

для руководителя: 10154,5 руб.;

для инженера: 175 975,5 руб.

#### 8.3.4.5 Отчисления во внебюджетные фонды

В данном пункте расходов отражаются обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования (ФСС), пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников.

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}),$$

где  $k_{\text{внеб}}$  – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды принимается равным 27,1% (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.).

Таблица 8.11– Отчисления во внебюджетные фонды

Участник	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.
Руководитель проекта	9066,5	1088
Инженер-дипломник	157 121	18854,5
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	27,1%	
Итого, руб.	руководитель: 2752; дипломник: 47689	
В сумме	50441 руб.	

#### 8.3.4.6 Накладные расходы

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов.

Их величина определяется по следующей формуле:

$$З_{\text{накл}} = (\text{сумма статей } 1 \div 7) \cdot k_{\text{нр}},$$

где  $k_{нр}$  – коэффициент, учитывающий накладные расходы. Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 16%.

В данный пункт входят затраты на электроэнергию:

$$З_э = Т_э * М * Т_{раб} = 3.42 * 176 * 5 * 24 = 72\,230,4 \text{ руб.}$$

где  $З_э$  – затраты на электроэнергию, руб;

$Т_э$  – тариф электроэнергии 1кВт/ч, руб/(кВт/ч);

$М$  – мощность, потребляемая двигателями насосов, кВт;

$Т_{раб}$  – число рабочих часов оборудования для исследования, ч.

#### 8.3.4.7 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Определение бюджета затрат на проект по каждому варианту исполнения приведен в табл. 8.12.

Таблица 8.12 – Расчет бюджета затрат проекта

Наименование статьи	Сумма, руб.			Примечание
	Исп.1	Исп.2	Исп.3	
1.Материальные затраты	37250,8	55326,5	73402,2	Пункт 4.4.4.1
2.Амортизация оборудования	29228,8	31738,9		Пункт 4.4.4.2
3. Затраты по основной заработной плате	166 187,5			Пункт 4.4.4.3
4.Затраты по дополнительной заработной плате	19942,5			Пункт 4.4.4.4
5.Отчисления во внебюджетные фонды	50441			Пункт 4.4.4.5
6. Накладные расходы	72230,4			Пункт 4.4.4.6
7.Бюджет затрат проекта	375281	395866,8	413942,5	

Исходя из таблицы 7.12 можно сказать, что 1 исполнение наиболее выгодное по затратам, по сравнению с другими исполнениями.

### 8.3.4.8 Определение ресурсосберегающей, финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности проекта

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\text{фин}} = \frac{\Phi_p}{\Phi_{\text{max}}}$$

где  $I_{\text{фин}}$  – интегральный финансовый показатель разработки;

$\Phi_p$  – стоимость i-го варианта исполнения;

$\Phi_{\text{max}}$  – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

$$I_{\text{фин.исп,1}} = \frac{375281}{413942,5} = 0,907 ,$$

$$I_{\text{фин.исп,2}} = \frac{395866,8}{413942,5} = 0,956 ,$$

$$I_{\text{фин.исп,2}} = \frac{413942,5}{413942,5} = 1 .$$

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом [21]:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i ,$$

где  $I_{pi}$  – интегральный показатель ресурсоэффективности для i-го варианта исполнения разработки;

$a_i$  – весовой коэффициент i-го варианта исполнения разработки;

$b_i^a, b_i^p$  – бальная оценка i-го варианта исполнения разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания;

$n$  – число параметров сравнения.

Расчет интегрального показателя ресурсоэффективности проведены в табл. 8.13.

Таблица 8.13– Сравнительная оценка характеристик данных разновидностей исполнения проекта

Критерии \ Объект исследования	Весовой коэффициент параметра	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1. Способствует росту производительности труда пользователя	0,1	4	5	5
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,15	5	3	4
3. Помехоустойчивость	0,15	5	3	4
4. Энергосбережение	0,20	5	5	4
5. Надежность	0,25	4	4	4
6. Материалоемкость	0,15	5	3	3
ИТОГО	1			

Интегральный показатель ресурсоэффективности для каждого исполнения:

$$I_{p.исп1} = 0,1 * 4 + 0,15 * 5 + 0,15 * 5 + 0,20 * 5 + 0,25 * 4 + 0,15 * 5 = 4,65$$

$$I_{p.исп2} = 0,1 * 5 + 0,15 * 3 + 0,15 * 3 + 0,20 * 5 + 0,25 * 4 + 0,15 * 3 = 3,85$$

$$I_{p.исп3} = 0,1 * 5 + 0,15 * 4 + 0,15 * 4 + 0,20 * 4 + 0,25 * 4 + 0,15 * 3 = 3,95$$

Определяем интегральный показатель эффективности вариантов исполнения на основании выше рассчитанных показателей:

$$I_{исп,1} = \frac{I_{p.исп1}}{I_{фин,исп1}} = \frac{4,65}{0,907} = 5,13$$

$$I_{исп,2} = \frac{I_{p.исп2}}{I_{фин,исп2}} = \frac{3,85}{0,956} = 4,03$$

$$I_{исп,3} = \frac{I_{p.исп3}}{I_{фин,исп3}} = \frac{3,95}{1} = 3,95$$

Сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных. Сравнительная эффективность проекта ( $\mathcal{E}_{cp}$ ):



$$\mathcal{E}_{\text{ср}} = \frac{I_{\text{исп},i}}{I_{\text{исп},1}}$$

Таблица 8.14 – Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,907	0,956	1
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности	4,65	3,85	3,95
3	Интегральный показатель эффективности	5,13	4,03	3,95
4	Сравнительная эффективность разновидностей исполнения	1	0,756	0,770

Исходя из расчетов, представленных в данном разделе, следует заметить, что наилучшим исполнением считается 1 исполнения. В данном варианте решения поставленной задачи в работе сравнительная эффективность более чем в последних двух исполнениях это свидетельствует тому, что в данном варианте наблюдается оптимальное обеспечение материалами и специальным оборудованием, необходимым для решения и оформления данной работы. Следовательно, достигается наилучшая эффективность проделанного проекта. Данный проект конкурентоспособный в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

## 8.4 Расчет затрат на производство продукции

Расчет годовой потребности в сырье и материалах:

Определение затрат на сырье и материалы производим исходя из принятого объема производства, удельных норм расхода сырья и материалов и планово-заготовительных цен.

Таблица 8.15- Расчёт годовой потребности в сырье и материалах Q=230402 т.

Наименование затрат	Ед. изм.	Цена, руб.	Расход		Затраты	
			На 1 т	На 230402 т	На 1 т	На 230402 т
Переменные издержки						
1. Сырье						
1.1 Сырье 1	руб.	30481	1	230402	30841,0	7105828082
1.2 Сырье 2	руб.	47800	0,38	87552,7	18164,0	4185021928
Всего сырья	руб.				49005,0	11290850010
2. Энергия	руб.	1362	1,543		2101,5	484205009,5
Итог условно-переменных издержек (сырье+энергия)					51106,5	11775055019,5
Постоянные издержки						
3. Ремонт и содержание оборудования						
3.1 Амортизация	руб.				269,7	62150000,0
3.2 Ремонт	руб.				24,5	5650000,0
Всего РСЭО	руб.				294,2	67800000,0
4. ЗП основных рабочих	руб.				1767,3	38880000,0
4.1 Отчисления на соц. нужды основных рабочих	руб.				530,2	11664000,0
5. ЗП ИТР и служащих	руб.				143,2	33000000,0
5.1 Отчисления на соц. нужды ЗП ИТР и служащих	руб..				42,9	9900000,0
6. ЗП дежурного и ремонтного персонала	руб.				89,3	20592000,0
6.1 Отчисления на соц. нужды дежурного и ремонтного персонала	руб.				26,8	6177600,0
7. ЗП МОП	руб.				62,5	14400000,0
7.1 Отчисления на соц. нужды МОП	руб.				18,6	4320000,0
Всего ФОТ	руб.				2681,1	138933600,0

<b>Итого условно-постоянных издержек (РСЭО+ФОТ)</b>	руб.				2975,4	206733600,0
<b>Цеховая себестоимость (переменные+постоянные издержки),руб.</b>					54081,9	11981788619,5
Управленческие расходы, руб.					1622,5	359453658,5
<b>Заводская себестоимость (цеховая себестоимость +управ. расходы), руб.</b>					55704,4	12341242278,1
Коммерческие расходы, руб.					557,1	123412422,7
Полная себестоимость (заводская себестоимость +коммерческие расходы), руб.					56261,4	12464654700,8
<b>Итог условно-переменных издержек, руб.</b>					51106,6	11775055019,5
<b>Итог условно-постоянных издержек, руб.</b>					5154,8	689599681,4

Таблица 8.16 – Техничко-экономические показатели эффективности производства нефти

№	Наименование показателя	Ед. изм.	С0
1	Объем производства	тонн	230402
2	Объем продаж	тонн	230402
3	Цена 1 тонны	руб.	68698,9
4	Выручка от продажи	руб.	15828363958
5	Суммарные издержки	руб.	12464654700,8
5,1	Издержки условно-переменные	руб.	11775055019,5
5,2	Издержки условно-постоянные	руб.	689599681,4
6	Операционная прибыль (4–5)	руб.	3363709256,9
7	Налог на прибыль (6*20%)	руб.	672741851,4
8	Чистая прибыль (6–7)	руб.	2690967405,5
9	Себестоимость 1 тонны	руб.	56261,4
10	Стоимость основных средств	руб.	565000000
11	Численность основных рабочих	чел.	72
12	Фондовооружённость (10/11)	руб./чел	7847222,2
13	Фондоотдача (4/10)	руб./руб.	2,801
14	Фондоемкость (10/4)	руб./руб.	0,357
15	Производительность труда (4/11)	руб./чел	219838388,3
16	Рентабельность производства (8*100%/5)	%	21,589
17	Рентабельность продаж (8*100%/4)	%	17,001
18	Критический объем продаж (Qкр.)	тонн	39198,7
19	Критический объем продаж (Qкр.)	руб.	2692914782,8

Расчет цены готовой продукции:

$$Ц_0 = C_0 * \left(1 + \frac{P}{100}\right) = 56261,422 * \left(1 + \frac{22}{100}\right) = 68698,9 \text{ руб.}$$

где  $C_0$  – базовая себестоимость готовой продукции, руб.;

$P$  – рентабельность продукции, %.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		163

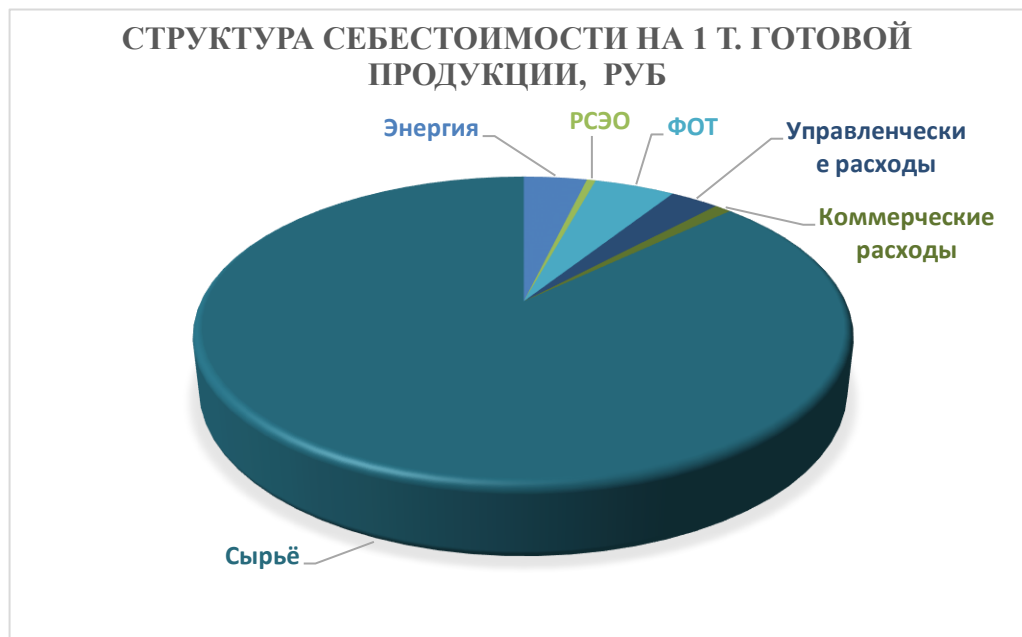


Рисунок 8.1– Структура себестоимости на 1 т готовой продукции при исходных данных, руб.

### Анализ безубыточности производства

Определение точки безубыточности аналитическим способом:

$$Q_{кр} = \frac{Изд_{пос}}{Ц_{гп} - Изд_{пер.гп}} = \frac{689599681,4}{68698,9 - 51106,6} = 39198,78 \text{ тонн}$$

$$Q_{кр} = 68698,935 * 39198,785 = 2\,692\,914\,782,8 \text{ руб.}$$

где  $Ц_{гп}$  – цена единицы готовой продукции (1 тонны);

$Изд_{пер.гп}$  – удельные переменные издержки (переменные издержки на единицу готовой продукции – 1 тонну).

Определение точки безубыточности графическим способом:

В точке безубыточности выручка от продажи продукции (  $V_{пр}$  ) равна общим затратам на производство и реализацию продукции:

$$V_{пр} = Ц_{гп} * Q = 68698,9 * 230402 = 15\,829\,608\,602,7 \text{ руб}$$

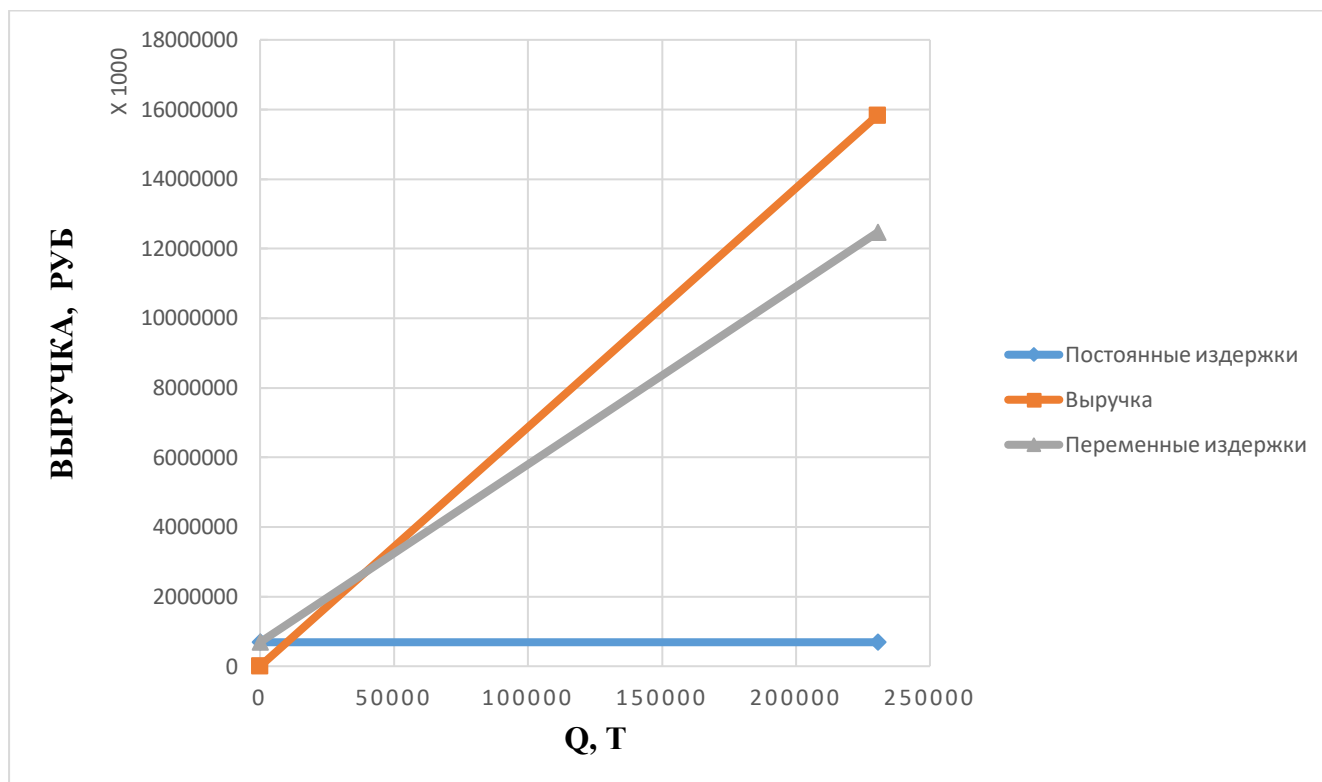


Рисунок 8.2 – График безубыточности для исходных данных

Расчет точки безубыточности показал, что объем производства, при котором расходы будут компенсированы доходами, а при производстве и реализации каждой последующей единицы продукции предприятие начинает получать прибыль, которая составляет 68 698,9 т/год. Таким образом, при текущем объеме производства в 230402 т/год можно говорить о высокой доходности производства. Это подтверждают и показатели экономической эффективности, представленные в таблице 8.16. Чистая прибыль предприятия составляет за год порядка 15 829 608 602,7 руб.

## 9. СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

Задачей данной работы является проект и расчет кожухотрубчатого теплообменника для нагрева обессоленной нефти. Сущность данной работы заключается в модернизации теплообменного оборудования с целью оптимизации теплообмена на предприятии ООО "Томскнефтепереработка". Данное предприятие относится к нефтеперерабатывающей промышленности. В разделе социальной ответственности будут затронуты производственная, экологическая безопасность, безопасность в чрезвычайных ситуациях, а также правовые и организационные вопросы по обеспечению безопасности не производства в целом.

Сырьем установки УПН-100А; УПН-100Б является подготовленная сырая нефть с магистрального трубопровода Александровское-Анжеро-Судженск.

Нефть легко воспламеняющаяся жидкость. Высокая газозрывоопасность характеризуется низкими значениями НКПВ паров в воздухе, устойчивостью к рассеиванию тяжелых паров в атмосфере и сравнительно большой скоростью распространения пламени в паровоздушных смесях. Пары тяжелых углеводородов, выделяемые при стабилизации, а затем при испарении нефти (газоконденсата), значительно тяжелее воздуха. Поэтому в безветренную погоду они стелются по поверхности земли, скапливаются в низких местах по рельефу местности и медленно рассеиваются, создавая иногда на большой территории скопление взрывоопасных смесей паров и воздуха с очень низким значением НКПВ. НКПВ паров стабильной нефти (газоконденсата) обычно равен 1,1 - 1,3 % (по объему).

					ФЮРА.УРОН.000.000.ПЗ				
Изм	Лист	№ документа	Подпись	Дата					
Разраб.		Трушина Д.С.			Социальная ответственность				
Руковод.		Семакина О.К.							
Н. Контр.									
Утверд.									
					Литер.	Лист	Листов		
					Д		166	14	
					ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4К51				

## 9.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Правовую основу обеспечения безопасности жизнедеятельности составляют соответствующие законы и постановления, принятые представительными органами Российской Федерации (до 1992 г. РСФСР) и входящих в нее республик, а также подзаконные акты. Среди них, прежде всего Министерство природных ресурсов РФ, Государственный комитет РФ по охране окружающей среды, Министерство труда и социального развития РФ, Министерство здравоохранения РФ, Министерство РФ по делам гражданской обороны, чрезвычайным ситуациям и ликвидации последствий стихийных бедствий и их территориальные органы.

Правовую основу охраны окружающей среды в стране и обеспечение необходимых условий труда составляет закон РСФСР «О санитарно-эпидемиологическом благополучии населения» (1991г.), в соответствии с которым введено санитарное законодательство.

Важнейшим законодательным актом, направленным на обеспечение экологической безопасности, является закон РФ «Об охране окружающей природной среды» (2002 г.).

Из других законодательных актов в области охраны окружающей среды отметим Водный кодекс РФ (1995 г.), Земельный кодекс РФ (2001 г.), законы Российской Федерации «О недрах» (1992 г.) и «Об экологической экспертизе» (1995 г.).

Правовую основу организации работ в чрезвычайных ситуациях и в связи с ликвидацией их последствий составляют законы РФ «О защите населения и территории от чрезвычайных ситуаций природного и техногенного характера» (1994 г.), «О пожарной безопасности» (1994 г.), «Об использовании атомной энергии» (1995 г.).

Обеспечение экологической безопасности на территории РФ, формирование и укрепление экологического правопорядка основаны на действии с марта 1992 г. федерального закона «Об охране окружающей природной среды» в комплексе с мерами организационного, правового, экономического и воспитательного воздействия.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		167

В соответствии с Положением о Федеральной службе по экологическому, технологическому и атомному надзору, утвержденным постановлением Правительства Российской Федерации от 30 июля 2004 г. № 401 Федеральная служба по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор) является федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке и реализации государственной политики и нормативно-правовому регулированию в установленной сфере деятельности [22].

### **Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны**

В рабочее время работники могут выполнять сидячие работы как в операторных помещениях и стоячие работы у оборудования.

Согласно [23] рабочее место для выполнения работ сидя организуют при легкой работе, не требующей свободного передвижения работающего, а также при работе средней тяжести в случаях, обусловленных особенностями технологического процесса. Конструкция рабочего места и взаимное расположение всех его элементов должны соответствовать антропометрическим, физиологическим и психологическим требованиям.

При эксплуатации оборудования и организации рабочего места следует учитывать антропометрические показатели рабочего [24].

Аварийные органы управления следует располагать в пределах зоны досягаемости моторного поля, при этом следует предусмотреть специальные средства опознавания и предотвращения их непроизвольного и самопроизвольного включения в соответствии с [25].

При выборе положения работающего возле оборудования необходимо учитывать физическую тяжесть работ. На предприятии предусмотрены лестницы с перилами, для того чтобы был доступ к оборудованию, которое располагается на высоте в соответствии с [25]. Полы из перфорированного стального листа, для того чтобы рабочий не поскользнулся.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		168



## 9.2 Производственная безопасность

Производственная безопасность представляет собой систему организационных мероприятий и технических средств, уменьшающих вероятность воздействия на персонал опасных производственных факторов, вредных воздействий технологических процессов, энергии, средств, предметов, условий и режимов труда до приемлемого уровня. Необходимо выявить вредные и опасные производственные факторы, которые могут возникать при разработке, изготовлении и эксплуатации данного аппарата. Выявленные факторы перечислены в табл. 9.1.

Таблица 9.1 - Опасные и вредные факторы при монтаже и эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
1.Повышенный уровень вибрации	–	+	+	ГОСТ 12.1.012-2004 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования [6]
2.Повышенный уровень шума	–	+	+	ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности [7]
3.Повышенная температура поверхности оборудования	–	+	+	СанПиН 2.2.4.548-96 Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. [8] ГОСТ 12.2.003–91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности. [9]
4.Электрический ток	+	+	+	ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов. [10]

### **9.2.1 Анализ вредных факторов при эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника**

Согласно [30] на производственных предприятиях, где используется оборудование, должна быть эксплуатационная документация, в которой предусматриваются правила безопасности работающих при монтаже или демонтаже, вводе в эксплуатацию и эксплуатацию в составе технологических комплексов.

#### **Повышенный уровень вибрации.**

Появление данного вредного фактора вызвано тем, что через кожухотрубчатый теплообменник проходят потоки жидкости со скоростью от 0,6 до 1,2 м/с. При этом поток многократно меняет своё направление, постоянно ударяясь о стенки и перегородки аппарата. Вследствие этого возникает вибрация. Режим труда должен устанавливаться при показателе превышения вибрационной нагрузки на оператора не менее 1 дБ (в 1,12 раза), но не более 12 дБ (в 4 раза). При показателе превышения более 12 дБ (в 4 раза) запрещается проводить работы и применять машины, генерирующие такую вибрацию [27].

Основным способом обеспечения вибробезопасности должно быть создание и применение вибробезопасных машин. Создание вибробезопасных машин должно обеспечиваться применением методов, снижающих вибрацию в источнике возбуждения, которые приведены в [27].

#### **Повышенная температура поверхности оборудования.**

Теплообменное оборудование, температура наружных поверхностей которого в процессе эксплуатации может превышать  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ , должен быть теплоизолирован. В проектируемом теплообменнике была рассчитана и применена теплоизоляция из совелита, толщиной 20 мм. Так же необходимо ограждение теплообменника и изготавливается ограждающая конструкция по документации эксплуатирующей организации [32].

Для предотвращения попадания легковоспламеняющихся, горючих и взрывоопасных веществ, все горячие участки теплообменника должны быть покрыты металлической обшивкой для предохранения изоляции, так как она

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		170

может пропитаться этими веществами. Все подводные трубопроводы с агрессивными средами должны быть защищены кожухом, или сливными устройствами для того, чтобы слить продукты в безопасное место [32].

Согласно [33] для распознавания трубопроводов и то что протекает по ним должна быть нанесена краска. Так же должны быть установлены предупреждающие знаки дополнительно к цветным предупреждениям трубопроводов.

### **Повышенный уровень шума**

Шум непосредственно связан с вибрацией. В теплообменнике проходят потоки жидкости, при этом поток многократно меняет своё направление, постоянно ударяясь о стенки и перегородки аппарата. Кроме того, основной шум создают насосы, которые и перекачивают потоки горячей и холодной жидкости. Шум и вибрация не только ухудшают самочувствие человека и снижают производительность труда в среднем на 10-15%, но и очень часто приводят к профессиональным заболеваниям (нарушения слуха и других анализаторов). Шумы создаются работающими приборами, вентиляторами.

В большинстве случаев технически трудно снизить шум до очень малых уровней, поэтому при нормировании исходят не из оптимальных, а из терпимых условий, т.е. таких, когда вредное действие шума на человека не проявляется или проявляется незначительно. Нормирование допустимых уровней звукового давления производится в соответствии с [28]. По данному ГОСТу уровень звука в производственных помещениях не должен превышать 85 дБА. [28].

В качестве средств индивидуальной защиты от шума в зависимости от конструктивного исполнения используются:

- противошумные наушники, закрывающие ушную раковину снаружи;
- противошумные вкладыши, перекрывающие наружный слуховой проход или прилегающие к нему;
- противошумные шлемы и каски; противошумные костюмы.

### 9.2.2 Анализ опасных факторов при эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника

Подвижные части оборудования используются в центробежных насосах, перекрыты должны быть места муфтового соединения валов насоса и электродвигателя, так же подвижные части присутствуют в компрессорах и т.д. Согласно [29] движущиеся части являются возможными источниками травмоопасности, они должны быть ограждены или расположены так, чтобы исключить возможность прикасания к ним во время работы оборудования, может быть использовано двуручное управление, предотвращающее травмирование. Запорную арматуру необходимо располагать вдали от движущих частей аппаратов.

В непосредственной близости от движущихся частей, находящихся вне поля видимости оператора, должны быть установлены органы управления аварийным остановом, если в опасной зоне, создаваемой движущимися частями, могут находиться работающие [29].

Элементы оборудования не должны иметь острых углов, кромок и заусенцев, которые представляют опасность травмирования работающих [29].

При монтаже, ремонте, настройке, подключении и эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника возможно поражения электрическим током, так как при этом используются электротали, различные электрические гайковерты, сварочные аппараты. Для того чтобы минимизировать опасность удара электрическим током разработаны требования безопасности к электротехническим приборам, установленный [30]. Согласно [34] устанавливаются требования для изоляции, защитного заземления:

- преднамеренным электрическим соединением металлических частей электроустановок с «землей» или ее эквивалентом;
- защитному заземлению подлежат металлические части электроустановок, доступные для прикосновения человека и не имеющие других видов защиты, обеспечивающих электробезопасность.

### 9.3 Экологическая безопасность

Отходы, связанные с ведением технологического процесса на установках УПН-100А и УПН-100Б, отсутствуют.

Отходами при эксплуатации установок являются обтирочные материалы (ветошь), которые образуются в процессе проведения ремонтных работ и обслуживания отдельных узлов установки, а также песок, пропитанный углеводородами после сбора возможных аварийных проливов нефти и нефтепродуктов. Согласно Федеральному классификационному каталогу отходов, утвержденному Приказом МПР РФ от 2 декабря 2002 г. № 786, код отходов установок УПН-100А, УПН-100Б – 5490270001030 – обтирочный материал, загрязненный нефтепродуктами. Обтирочный материал должен храниться в металлических ящиках с крышками.

#### Сточные воды

Количество сточных вод установки УПН-100А (УПН-100Б) приведено ниже [35].

Таблица 9.2 – Сточные воды

Наименование стока	Количество образующихся сточных вод, м <sup>3</sup> /час	Условия (метод) ликвидации, обезвреживания, утилизации	Периодичность сбросов	Место сброса	Установленная норма содержания загрязнений в стоках, мг/л
Химзагрязненные стоки	0,4208	Очистные сооружения предприятия	Постоянно	Внутри-площадочные одноименные сети	Нефтепродукты – до 300; соли С1 – 271,86; рН – 6,5 – 7,1
Ливневые стоки	5,34	Очистные сооружения предприятия	Периодически	Внутри-площадочные одноименные сети	Нефтепродукты – 20; взвешенные вещества – 300; БПКпол. – 8
Производственные стоки, в том числе подтоварная вода	1,1273 0,8004	Очистные сооружения предприятия	Постоянно	Внутри-площадочные одноименные сети	Нефтепродукты – до 270,14; соли С1 – 1,45; взвешенные вещества – 20,14;

## Выбросы в атмосферу.

Неорганизованные и организованные выбросы в атмосферу установки УПН-100А (УПН-100Б) приведены ниже [36].

Таблица 9.3 – Неорганизованные и организованные выбросы в атмосферу установки УПН-100А (УПН-100Б)

Наименование выброса	Количество образования выбросов по видам (т/год)		Периодичность выбросов	Установленная норма содержания загрязнения в выбросах, мг/м <sup>3</sup>
1	2	3	4	
Емкость	H <sub>2</sub> S	0,000292	постоянно	0,008
	C <sub>12</sub> -C <sub>19</sub>	0,060579	постоянно	1
Печь	H <sub>2</sub> S	0,00057	постоянно	0,008
	C <sub>1</sub> -C <sub>5</sub> (по метану)	0,352125	постоянно	50
	C <sub>6</sub> -C <sub>10</sub> (по гексану)	0,002972	постоянно	30
	бензол	0,000039	постоянно	0,3
	ксилол	0,000012	постоянно	0,2
	толуол	0,000024	постоянно	0,6
	C <sub>12</sub> -C <sub>19</sub>	0,116845	постоянно	1
Площадка ЭЛОУ	H <sub>2</sub> S	0,000517	постоянно	0,008
	C <sub>1</sub> -C <sub>5</sub> (по метану)	0,903087	постоянно	50
	C <sub>6</sub> -C <sub>10</sub> (по гексану)	0,2335	постоянно	30
	бензол	0,003031	постоянно	0,3
	ксилол	0,001906	постоянно	0,2
	толуол	0,000954	постоянно	0,6
Дренажные емкости	H <sub>2</sub> S	0,000009	постоянно	0,008
	C <sub>1</sub> -C <sub>5</sub> (по метану)	0,011114	постоянно	50
	C <sub>6</sub> -C <sub>10</sub> (по гексану)	0,004111	постоянно	30
	бензол	0,000054	постоянно	0,3
	ксилол	0,000017	постоянно	0,2
	толуол	0,000034	постоянно	0,6
Блок колонн и сепараторов	H <sub>2</sub> S	0,002348	постоянно	0,008
	C <sub>1</sub> -C <sub>5</sub> (по метану)	1,897721	постоянно	50
	C <sub>6</sub> -C <sub>10</sub> (по гексану)	1,1482821	постоянно	30
	бензол	0,007611	постоянно	0,3
	ксилол	0,003787	постоянно	0,2
	толуол	0,005043	постоянно	0,6

Продолжение таблицы 9.3

1	2	3	4	5
Блоки воздушных холодильников и теплообменники в УПН-100А (УПН-100Б)	H <sub>2</sub> S	0,00191	постоянно	0,008
	C <sub>1</sub> -C <sub>5</sub> (по метану)	1,15528	постоянно	50
	C <sub>6</sub> -C <sub>10</sub> (по гексану)	0,53451	постоянно	30
	бензол	0,00523	постоянно	0,3
	ксилол	0,00174	постоянно	0,2
	толуол	0,00335	постоянно	0,6
	C <sub>12</sub> -C <sub>19</sub>	0,3074	постоянно	1
Дымовая труба печи	NO <sub>2</sub>	3,653279	постоянно	0,2
	NO	0,593658	постоянно	0,4
	SO <sub>2</sub>	25,536	постоянно	0,5
	CO	2,2980	постоянно	5
	метан	0,2298	постоянно	50
Технологическая насосная УПН- 100А (УПН- 100Б)	H <sub>2</sub> S	0,00289	постоянно	0,008
	C <sub>1</sub> -C <sub>5</sub> (по метану)	0,58168	постоянно	50
	C <sub>6</sub> -C <sub>10</sub> (по гексану)	0,21514	постоянно	30
	бензол	0,00281	постоянно	0,3
	ксилол	0,00088	постоянно	0,2
	толуол	0,00177	постоянно	0,6
	C <sub>12</sub> -C <sub>19</sub>	0,786527	постоянно	1

**Валовые выбросы**

Валовые выбросы загрязняющих веществ по компонентам на установке УПН-100А (УПН-100Б) приведены ниже [37].

Таблица 9.4 – Валовые выбросы загрязняющих веществ

Наименование загрязняющих веществ	Выброс	Сумма
	г/сек	т/год
Углеводороды предельные C <sub>1</sub> -C <sub>5</sub>	0,233266	6,717389
Углеводороды предельные C <sub>6</sub> -C <sub>10</sub>	0,120202	3,462604
Углеводороды предельные C <sub>12</sub> -C <sub>19</sub>	0,086414	2,488705
Бензол	0,000960	0,027494
Ксилол	0,001906	0,054927
Метан	0,015958	0,4596
Азота диоксид	0,253700	7,306558
Азота оксид	0,041226	1,187316
Углерода оксид	0,159583	4,596
Серы диоксид	1,773	51,072
Сероводород	0,000342	0,009690
Изобутанол	0,000400	0,01143
Амин карбоновой кислоты	0,000655	0,018804
Итого:	2,689582	77,457897

## Природоохранные мероприятия

Охрана окружающей среды достигается комплексом мероприятий, направленных на предотвращение утечек нефти, нефтепродуктов и сокращение потерь от испарения.

Комплекс проектных мероприятий, направленных на уменьшение воздействия объектов на окружающую среду [38]:

1. приняты герметичные схемы приема-откачки нефти, нефтепродуктов;
2. с оборудования предусмотрен сбор утечек нефти в подземную дренажную емкость с дальнейшим возвратом в технологический процесс;
3. подъём на оптимальную высоту труб выбросов организованных источников для улучшения рассеивания;
4. закрытый дренаж трубопроводов и оборудования;
5. лабораторный контроль за соблюдением нормативов выбросов вредных веществ в атмосферу;
6. исключение условий для возникновения аварийных ситуаций с помощью средств КИПиА и АСУ ТП.

Дренажные емкости заполняются только во время проведения ремонтных работ. Сбросы углеводородных газов производятся в факельную систему через сепаратор. Для обнаружения и ликвидации утечек необходим контроль состояния сварных швов, фланцевых соединений.

При наступлении НМУ (неблагоприятных метеорологических условий), согласно полученному от органов Госкомгидромета предписанию, предприятие обязано выполнить ряд мер по снижению вредных выбросов в атмосферу в зависимости от степени опасности полученного предупреждения.

По первому режиму работы в период НМУ сокращение выбросов достигается только за счёт усиления контроля за технологическим процессом. По второму режиму работы выполняются меры, ограничивающие или запрещающие отдельные операции. По третьему режиму снижение выбросов осуществляется за счёт перечисленных выше мер, а также за счёт снижения производительности.

					ФЮРА.УРОН.000.000 ПЗ	Лист
						176
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



## 9.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Согласно [39], который устанавливает основные положения национальных стандартов и ликвидаций чрезвычайных ситуаций, необходимо провести мероприятия в следующей последовательности:

- эвакуация персонала из зоны поражения;
- локализация источника аварии;
- ремонтные работы;
- устранения причин аварии.

Таблица 9.5 – Возможные инциденты, аварийные ситуации, способы их предупреждения и устранения

Возможные производственные неполадки, аварийные ситуации	Предельно допустимые значения параметров	Причины возникновения производственных неполадок, аварийных ситуаций	Действия персонала по предупреждению и устранению аварийного состояния
1. Высокое давление верха колонны.	0,14 МПа	1. Попадание воды с сырьем. 2. Отказ в работе регулирующего клапана. 3. Закрыты жалюзи воздушных холодильников. 4. Недостаточные обороты воздушных. 5. Выход из строя воздушных холодильников.	1. Незамедлительно принять меры по нормализации режима работы. 2. Перейти на регулировку давления вручную через байпас клапана. Клапан отключить и после устранения неисправности ввести в работу. 3. Открыть жалюзи на воздушных холодильниках. 4. Увеличить число оборотов воздушных холодильников.
2. Повышение температуры верха колонны.	140°C	1. Остановился насос. 2. Закрылся регулирующий клапан.	1. Пустить в работу насос. При невозможности восстановления подачи орошения перевести установку на холодную циркуляцию. 2. Перейти на регулировку температуры в ручную через байпас клапана. Клапан отключить и после устранения неисправности ввести в работу.
3. Резкое снижение обессоленной нефти	2518 кг/час	1. Выход из строя или забивка фильтра насоса. 2. Выход из строя датчика расхода. 3. Выход из строя регулирующего клапана.	1. Включить в работу резервный насос. 2. Перейти на байпас. Расходомер отключить и сдать в ремонт. Расход контролировать по уровню в емкости. 3. Перейти на регулировку

		4. Ошибочно перекрыта арматура по линии нефти.	расходомерную через байпас клапана. Клапан отключить и после устранения неисправности ввести в работу.
4. Прекращение поступления нефти на установку из емкости	—	1. Сброс насоса. 2. Выход из строя датчика расхода. 3. Выход из строя, регулирующего клапана. 4. Ошибочно перекрыта арматура по линии нефти.	1. Срабатывают блокировки по печи. Включить в работу резервный насос и перейти на режим сначала холодной, а затем горячей циркуляции с восстановлением рабочего режима. 2. Перевести установку в режим холодной циркуляции с последующей остановкой. Отремонтировать расходомер. 3. Перейти на регулировку расхода в ручную через байпас клапана. Клапан отключить и после устранения неисправности ввести в работу. 4. Проверить состояние арматуры по линии нефти.
5. Повышение температуры нефти на выходе из печи	385°C	1. Выход из строя систем управления горением топлива. 2. Прогар радиантного либо конвективного змеевиков.	1. Перевести установку на холодную циркуляцию. После устранения неисправности приступить к выходу на горячую циркуляцию. 2. Срабатывает аварийная защита: автоматически перекрывается подача топлива на горелки и нефти в змеевики; подается водяной пар в змеевики для эвакуации нефти в колонну; подается пар в топку печи.
6. Прекращение выхода нефтепродуктов с установки в резервуары товарного парка	—	1. Перекрыта запорная арматура на линии откачки. 2. Перемерзание (в зимнее время) трубопровода откачки нефтепродукта.	1. Проверить схему откачки. Открыть закрытую (необходимую) арматуру. 2. Перевести откачку нефтепродукта в линию некондиции. Проверить исправность состояние теплоспутника (электрообогрева), устранить неполадки, отогреть замороженные участки трубопровода, запорную арматуру.
7. Разгерметизация трубопровода	—	Прослаблена затяжка фланцевого соединения или выдавлена прокладка, свищ в трубопроводе, дефект сварного шва, трубопровод разморожен.	Немедленно принять меры по отсечению запорной арматурой дефектного участка; ликвидировать розлив нефти либо нефтепродукта; в зависимости от места перевести на холодную циркуляцию.
8. Возникновение загазованности	—	Сброс от СППК электродегидрататора, колонн. Неконтролируемое	Немедленно необходимо: - потушить горелку печи; - подать пар в камеру сгорания и на

на территории установки либо НПЗ		дренирование воды из сепараторов. Своевременно не обнаружен пропуск нефтепродукта через фланцевое соединение трубопровода или торцовое уплотнение насоса. Вывод в ТСП неохлажденных нефтепродуктов.	паровую завесу; - надеть противогазы и выяснить причину загазованности; - принять меры по ликвидации загазованности; - в случае срабатывания предохранительного клапана выяснить причину и принять меры по её устранению; - в случае пропуска через фланцевое соединение трубопровода, через сальниковое или торцовое уплотнение насоса перейти на резервный насос; отсечь дефектный участок.
----------------------------------	--	---	---

Для предупреждения и локализации аварийных ситуаций на установке приняты следующие решения:

- рабочие допускаются к самостоятельной работе только после прохождения медицинской комиссии, определяющей годность к работе на данной установке по состоянию здоровья, инструктажа по промышленной безопасности и охране труда, пожаробезопасности [42].

- для обеспечения надежности электроснабжения имеются два независимых источника питания электроэнергии системой автоматического включения резерва (АВР), автоматически включающейся в случае аварийного выхода из строя одного из источников питания [40];

- предусмотрено аварийное освещение с автоматическим включением в случае прекращения работы основного рабочего освещения;

- для предотвращения выхода параметров процесса за пределы допустимых критических значений технологическое оборудование оснащено средствами контроля и регулирования технологических параметров, системами сигнализации и блокировок;

- горячие поверхности оборудования и трубопроводов с арматурой, расположенные вне помещений, имеют тепловую изоляцию. Температура на поверхности изоляции не должна превышать 60 °С;

- все оборудование, трубопроводы и арматура, расположенные в помещении и подвергающиеся нагреванию, обеспечено теплоизоляцией. Температура поверхности изоляции не должна превышать 45 °С;

- установка состоит из отдельных блоков. При аварийной ситуации на одном из блоков его можно отключить от другого с помощью отсекающих задвижек с последующей остановкой всей установки;

- холодильное и теплообменное оборудование имеет в своей обвязке байпасные линии для аварийного отключения их из схемы [41];

- тушение горючих жидкостей, разлитых на полу, осуществляется с помощью огнетушителей марки ОП-5, ОУ-5.

- для тушения небольших очагов загорания применяется также песок. Он хранится в специальных ящиках, оборудованных лопатой. Ящик и лопата окрашены в красный цвет. При загорании на фланцах, задвижках и другой арматуры для тушения применяется также кошма.

- все средства пожаротушения располагаются в доступных и безопасных местах [42];

- установка имеет закрытую сеть промышленно-ливневой канализации для отвода стоков, проводится контроль качества сбрасываемых в общезаводскую канализацию сточных вод;

- разработан план локализации и ликвидации аварийных ситуаций на установке, в котором предусматриваются необходимые меры и действия персонала по предупреждению аварийных ситуаций и аварий.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе проделанного проекта был рассчитан теплообменник с плавающей головкой для осуществления теплообмена между обессоленной нефтью и дизельным топливом. Была обоснована технологическая схема.

В технологическом расчете был составлен тепловой баланс теплообменника. Рассчитаны коэффициенты теплоотдачи, коэффициенты теплопередачи. После чего была рассчитана требуемая поверхность теплообмена.

На основании поверхности был выбран нормализованный теплообменник со всеми его конструктивными параметрами.

Исходя из свойства сред, которые протекают в аппарате, и параметров теплообмена было подобрано оптимальное исполнение по материалам теплообменника.

При гидравлическом расчете было получено значение давления в магистрали с обессоленной нефтью в трубном пространстве теплообменника. В случае повышения давления в магистрали было предложено установить предохранительный клапан, для сбрасывания давления.

Исходя из выбора данных материалов и геометрических данных теплообменника, был произведен расчет механической прочности, жесткости и устойчивости, как в целом аппарата, так и отдельных элементов, узлов фланцевого соединения с распределительной камерой, днищем и крышкой. Было выяснено, что рассчитанная позже выбранная толщина стенок сосуда, толщина штуцеров обеспечивает укрепление отверстий. В результате расчета трубной решетки, кожуха, труб на прочность и жесткость, была выбрана толщина трубной решетки 40 мм.

В социальной ответственности были рассмотрены все возможные опасные и вредные факторы, которые возникают при разработке, изготовлении и эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника. Были рассмотрены мероприятия по обеспечению минимального воздействия производственных факторов на рабочего, а также на окружающую среду.

## Список использованной литературы

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии: Учебное пособие для вузов под ред. чл.-корр. АН СССР П.Г. Романкова. – 10-е изд., перераб. и доп. / Репринтное воспроизведение издания 1987 г. – М.: Альянс, 2013. – 576 с.
2. Семакина О.К. Машины и аппараты химических производств. Учеб. Пособие. Часть 1 /Том. политехн. ун-т. – Томск, 2003. – 118 с.3412-023-00220302-01.
3. ТУ 3612-024-00220302-02. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые с температурным компенсатором на кожухе.
4. Лащинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры: Справочник. 3-е изд., стереотипное. – М.: ООО ИД «Альянс», 2008. – 752 с.
5. Сталь 09Г2С. [Электронный ресурс] - Режим доступа: <http://stankiexpert.ru/spravochnik/materialovedenie/stal-09g2s.html>
6. ГОСТ 19903-2015. Прокат листовой горячекатаный. –Введ. 2016-09.01. – М.: Сортамент, 2015. –11 с.
7. АТК 24.218.06-90. Штуцера для сосудов и аппаратов стальных сварных. Типы, основные параметры, размеры и общие технические требования.
8. Совелит: Теплоизоляция. [Электронный ресурс] - Режим доступа: <http://www.sovelit.ru>
9. Паспорт сосуда, работающего под давлением. Регистрационный номер №033.
10. ГОСТ 34233.1-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. М.: Изд-во стандартов, 2017. – 26 с.
11. ГОСТ 34233.2-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. М.: Изд-во стандартов, 2017. — 44 с.

12. ГОСТ Р 53677-2009. Нефтяная и газовая промышленность. Кожухотрубчатые теплообменники. Технические требования. М.: Изд-во стандартов, 2011. — 48 с.
13. ГОСТ 6533-78. Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов, аппаратов и котлов. Основные размеры
14. ГОСТ 34233.4-2017. Расчет фланцевых соединений. - Введ. 2009-15.12. – М.: Стандартиформ, 2017. –40с.
15. ГОСТ 481-80. Паронит и прокладки из него. Технические условия (с Изменениями N 1-5, с Поправкой).
16. ГОСТ 33259-2015 Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на номинальное давление до PN 250. Конструкция, размеры и общие технические требования (с Поправками). М.: Стандартиформ, 2016.
17. ГОСТ 34233.3-2017. Укрепление отверстий. - Введ. 2009-15.12. – М.: Стандартиформ, 2017. -29 с
18. ГОСТ 34233.7-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты. М.: Изд-во стандартов, 2017. — 50 с.
19. ГОСТ 34233.5-2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок. М.: Стандартиформ, 2017-38с.
20. ОСТ 26-2091-93. Опоры горизонтальных сосудов и аппаратов.
21. Видяев И.Г., Серикова Г.Н., Гаврикова Н.А. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие / И.Г. Видяев, Г.Н. Серикова, Н.А. Гаврикова, Н.В. Шаповалова, Л.Р. Тухватулина З.В. Криницына; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014.— 36 с.
22. "Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 01.04.2019)
23. ГОСТ 12.2.032-78. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования

24. ГОСТ 12.2.033-78. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Рабочее место при выполнении работ стоя. Общие эргономические требования.
25. ГОСТ 12.2.003-91. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности.
26. ГОСТ 12.0.003-2015. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы. Классификация
27. ГОСТ 12.1.012-2004. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования.
28. ГОСТ 12.1.003-2014. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности.
29. СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.
30. ГОСТ 12.2.003-91. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Оборудование производственное. Общие требования безопасности
31. ГОСТ 12.1.038-82. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов (с Изменением N 1)
32. РД 34.03.201-97. Правила техники безопасности при эксплуатации тепломеханического оборудования электростанций и тепловых сетей.
33. ГН 2.2.5.3532-18. "Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны".
34. ГОСТ 12.1.030-81. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление (с Изменением N 1).
35. ГОСТ 17.1.3.13-86. Охрана природы. Гидросфера. Общие требования к охране поверхностных вод от загрязнений.
36. ГН 2.1.6.2309 – 07. Ориентировочно безопасный уровень воздействия (ОБУВ) загрязняющих веществ в атмосферном воздухе населенных мест.
37. ГОСТ 17.2.3.02-2014 Правила установления допустимых выбросов загрязняющих веществ промышленными предприятиями.



38. ГОСТ Р 14.13-2007 Экологический менеджмент. Оценка интегрального воздействия объектов хозяйственной деятельности на окружающую среду в процессе производственного экологического контроля.

39. ГОСТ Р 22.0.01-2016. Безопасность в чрезвычайных ситуациях. Основные положения.

40. ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.

41. ГОСТ 23000-78. Система «человек-машина». Пульты управления. Общие эргономические требования.

42. СНиП 21-01-97. Пожарная безопасность зданий и сооружений.

## Приложение А

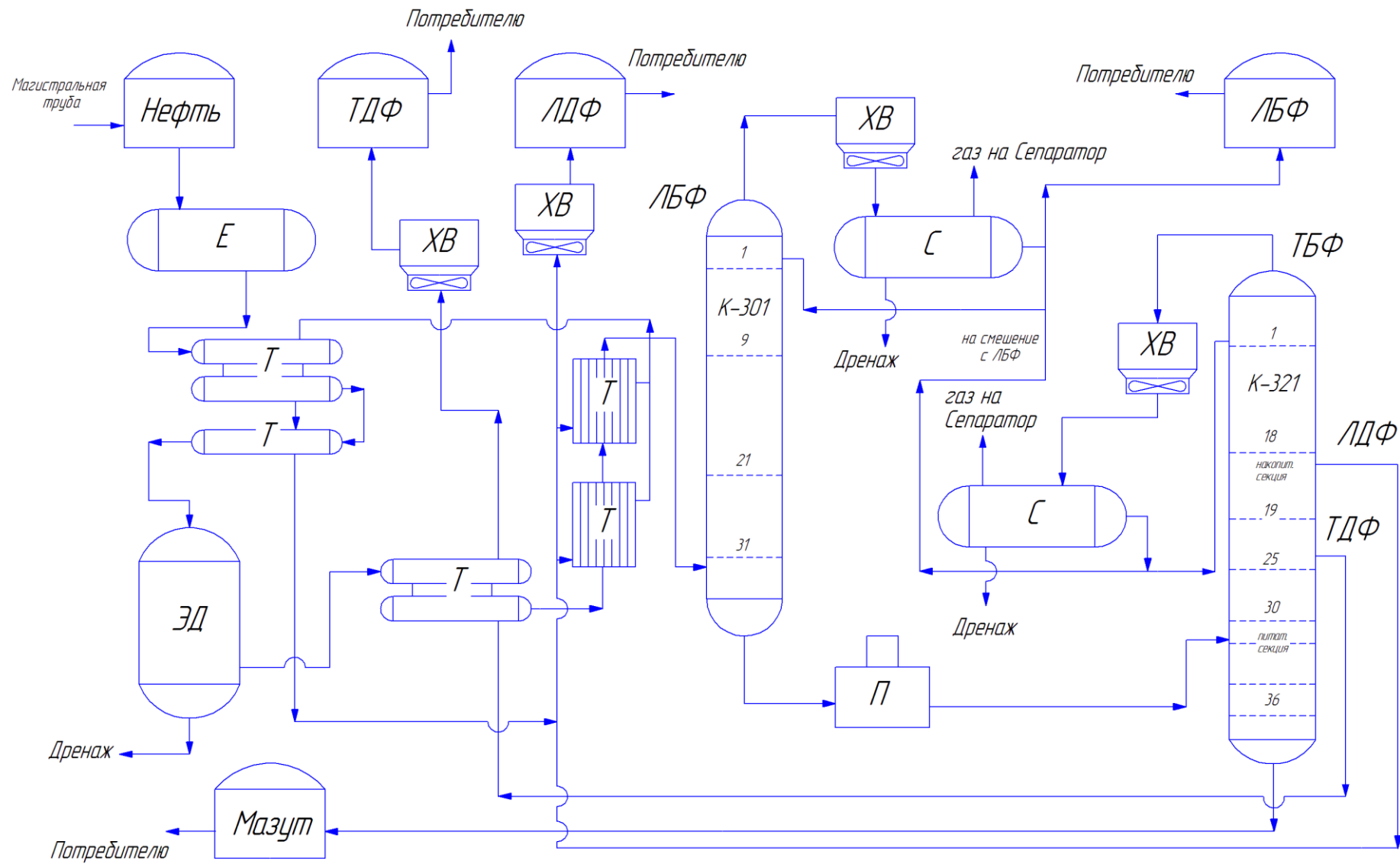


Рисунок А – Технологическая схема